

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関  
国際事務局(43) 国際公開日  
2003 年 8 月 28 日 (28.08.2003)

PCT

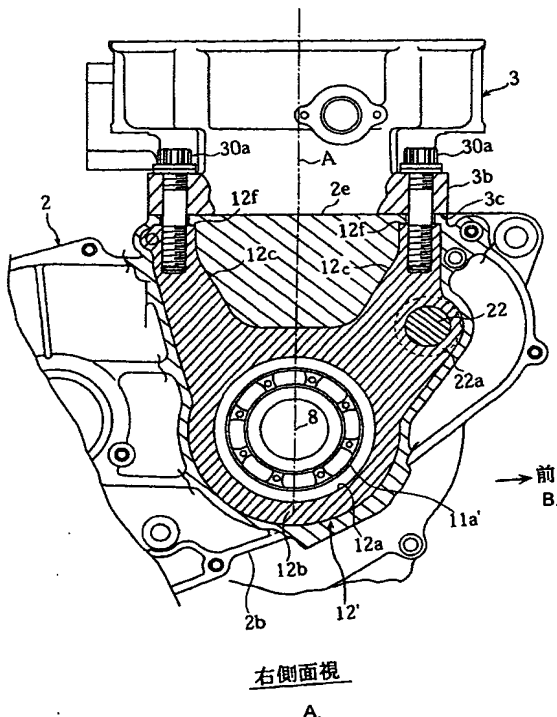
(10) 国際公開番号  
WO 03/071115 A1

- (51) 国際特許分類<sup>7</sup>: F02F 1/00, 7/00, F16F 15/26  
 (21) 国際出願番号: PCT/JP03/01605  
 (22) 国際出願日: 2003 年 2 月 14 日 (14.02.2003)  
 (25) 国際出願の言語: 日本語  
 (26) 国際公開の言語: 日本語  
 (30) 優先権データ:  
 特願 2002-43835 2002 年 2 月 20 日 (20.02.2002) JP  
 (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): ヤマハ発動機株式会社 (YAMAHA HATSUDOKI KABUSHIKI)  
 (72) 発明者; および  
 (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 内海 洋司 (UT-SUMI, Yoji) [JP/JP]; 〒438-8501 静岡県 磐田市 新貝 2500 番地 Shizuoka (JP).  
 伊藤 正博 (ITO, Masahiro) [JP/JP]; 〒438-8501 静岡県 磐田市 新貝 2500 番地 ヤマハ発動機株式会社内 Shizuoka (JP).  
 (74) 代理人: 下市 努 (SHIMOICHI, Tsutomu); 〒550-0004 大阪府 大阪市 西区 靱本町一丁目 19 番 23-715 号 Osaka (JP).

[続葉有]

(54) Title: ENGINE FASTENING STRUCTURE

(54) 発明の名称: エンジンの締結構造

A...RIGHT-HAND SIDE VIEW  
B...FORWARD

(57) Abstract: In an engine fastening structure comprising a crank case and a cylinder body that are separate bodies joined by joining bolts, a crank case (2) is constructed such that a bearing member (12b) of ferroalloy supporting a crank shaft bearing is enveloped in an aluminum alloy casting, joining bosses (12c) extending toward the cylinder body are integrally formed on both sides of the bearing member (12b) of ferroalloy with the cylinder axis therebetween as seen in the direction of the crank shaft, and the joining bolts (30a) are threadedly inserted into the joining bosses (12c).

[続葉有]

WO 03/071115 A1



(81) 指定国 (国内): AE, AG, AL, AU, BA, BB, BR, BZ, CA, CN, CO, CR, CU, DM, DZ, EC, GD, GE, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KP, KR, LC, LK, LR, LT, LV, MA, MG, MK, MN, MX, NO, NZ, OM, PH, PL, RO, SC, SG, TN, TT, UA, US, UZ, VC, VN, YU, ZA.

GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE, SI, SK, TR), OAPI 特許 (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告書

(84) 指定国 (広域): ARIPO 特許 (GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア特許 (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ特許 (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB,

2 文字コード及び他の略語については、定期発行される各 PCT ガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

(57) 要約:

クランクケースとシリンダボディとを別体にするとともに、両者を結合ボルトで結合するようにしたエンジンの締結構造において、クランクケース 2 を、クランク軸軸受を支持する鉄合金製の軸受部材 1 2 b をアルミニウム合金で鋳ぐるんだ構造とし、上記鉄合金製軸受部材 1 2 b の、クランク軸方向に見てシリンダ軸線を挟んだ両側にシリンダボディ側に延びる結合ボス部 1 2 c を一体形成し、該結合ボス部 1 2 c に上記結合ボルト 3 0 a を螺挿した。

## 明 細 書

## エンジンの締結構造

## 技術分野

本発明は、クランクケースに対してシリンダボディを、又はシリンダボディを介してシリンダヘッドを結合ボルトで結合するようにしたエンジンの締結構造に関する。

## 背景技術

例えば自動二輪車用エンジンでは、クランクケースとシリンダボディとを別体に構成するとともに、両者を結合ボルトで結合するようにした構造、あるいはシリンダボディを介在させてシリンダヘッドをクランクケースに結合ボルトで結合するようにした構造が一般的に採用される。

ところで上記クランクケースのシリンダボディとの結合合面下方にはクランク軸がクランクケースの左、右側壁を貫通するように配設されており、該クランクケースのクランク軸軸受配設部には、燃焼圧力による大きな荷重が作用することとなる。クランクケースは一般にアルミニウム合金製であり、上記大きな軸受荷重に耐え得る剛性を確保するにはクランクケースの肉厚、軸受部の径等寸法上の制約が大きい。

そこで、クランク軸軸受を支持するための鋳鉄製の軸受部材をクランクケース内に鋳ぐるみにより埋設する構造が提案されている（例えば特開平 8 - 2 1 2 9 9 号公報参照）。

ところで上記従来公報のものでは、上記軸受部材の軸受部を半円状に形成し、これに半円状のキャップ部材をボルト締め固定し、該キャップ部材と軸受部とでクランク軸を軸支する構造を採用している。一方、上記燃焼圧力による軸受荷重

は、その構造上上記キャップ部材を軸受部から引き離す方向に作用する。従ってキャップ部材を締結するボルトに大きな荷重が作用することとなり、結局、上述の鋳鉄製軸受部材をクランクケースに鋳ぐんだことによる剛性向上効果は結合ボルトの強度による制約を受ける。

本発明は、上記従来の問題点に鑑みてなされたものであり、軸受部材をクランクケース側壁内に埋設することにより、軸受荷重に対する剛性を大幅に向上でき、またクランクケースとシリンダボディあるいはシリンダヘッドとの結合力を大きく向上できるエンジンの締結構造を提供することを課題としている。

#### 発明の開示

請求項１の発明は、クランクケースに対してシリンダボディを又はシリンダボディを介してシリンダヘッドを結合ボルトで結合するようにしたエンジンの締結構造において、上記クランクケースを、クランク軸軸受を支持する鉄合金製の軸受部材をアルミニウム合金で鋳ぐるんだ構造とし、上記軸受部材を、クランク軸のジャーナル部の周囲を囲む軸受部と、該軸受部のクランク軸方向に見てシリンダ軸線を挟んだ両側からシリンダボディ側に延びるよう一体形成された結合ボス部とを備えたものとし、該結合ボス部に上記結合ボルトを螺挿したことを特徴としている。

なお、本発明は、クランクケースとシリンダボディ、シリンダヘッドが別体に構成されたエンジン及びクランクケースとシリンダボディが一体形成され、シリンダヘッドが別体に形成されたエンジンの両方を含む。

請求項２の発明は、請求項１において、上記シリンダボディに一体形成されたケース側フランジ部が上記結合ボルトでクランクケースに結合されており、該結合ボルトはシリンダボア軸線方向に見た時上記クランク軸軸受と重なるように配置されていることを特徴としている。

請求項３の発明は、請求項１又は２において、クランク軸方向に見てシリンダ

軸線と重なるように配置された結合ボス部を備えていることを特徴としている。

請求項 4 の発明は、請求項 1 ないし 3 の何れかにおいて、クランク軸の近傍に該クランク軸と平行にバランス軸が配置されており、該バランス軸が上記鉄合金製の軸受部材により支持されていることを特徴としている。

請求項 5 の発明は、請求項 1 ないし 4 の何れかにおいて、上記クランクケースはクランク軸方向に左、右ケース部に分割された左右分割タイプのものであり、上記軸受部材は上記左、右ケース部の側壁内に埋設され、上記クランク軸の左右のジャーナル部を支持していることを特徴としている。

請求項 6 の発明は、請求項 5 において、上記バランス軸が左右クランクケースの結合用ボルトに兼用されており、該バランス軸の一端部に上記軸受部材の外側面に当接するフランジ部が形成されており、他端部にナット部材を螺着するねじ部が形成されていることを特徴としている。

請求項 7 の発明は、請求項 1 ないし 6 の何れかにおいて、上記結合ボス部のシリンダボディ側端面はクランクケースのシリンダボディ側合面に露出することなく内部に埋設されていることを特徴としている。

#### 図面の簡単な説明

図 1 は、本発明の一実施形態によるエンジンの右側面図である。

図 2 は、上記エンジンの断面平面展開図である。

図 3 は、上記エンジンの動弁装置を示す左側面図である。

図 4 は、上記動弁装置の断面背面図である。

図 5 は、上記エンジンのバランス装置を示す断面平面展開図である。

図 6 は、上記エンジンのシリンダヘッドの底面図である。

図 7 は、上記エンジンのシリンダボディの底面図である。

図 8 は、上記エンジンのシリンダボディーシリンダヘッド結合部の断面側面図

である。

図 9 は、上記エンジンのシリンダボディーシリンダヘッド結合部の断面側面図である。

図 10 は、上記エンジンのシリンダボディークランクケース結合部の断面側面図である。

図 11 は、上記エンジンのバルンサ装置を示す左側面図である。

図 12 は、上記バルンサ装置の保持レバー取り付け部の拡大断面図である。

図 13 は、上記バルンサ装置の回動レバー構成部品の側面図である。

図 14 は、上記バルンサ装置のバルンサ駆動ギヤの緩衝構造を示す側面図である。

図 15 は、上記バルンサ装置の右側面図である。

図 16 は、上記エンジンの軸受ブラケットの断面右側面図である。

図 17 は、上記エンジンの軸受ブラケットの断面左側面図である。

図 18 は、上記エンジンの潤滑装置の模式構成図である。

図 19 は、上記潤滑装置の構成図である。

図 20 は、上記潤滑装置の潤滑油ポンプ回りの断面側面図である。

図 21 は、上記潤滑装置の断面左側面図である。

#### 発明を実施するための最良の形態

以下、本発明の実施の形態を添付図面に基づいて説明する。

図 1～図 21 は、本発明の一実施形態によるエンジンを説明するための図である。図において、1 は水冷式 4 サイクル単気筒 5 バルブエンジンであり、これはクランクケース 2 上にシリンダボディ 3、シリンダヘッド 4 及びヘッドカバー 5 を積層締結し、シリンダボディ 3 のシリンダボア 3 a 内に摺動自在に配置されたピストン 6 をコンロッド 7 によりクランク軸 8 に連結した概略構造を有する。

上記シリンダボディ 3 とクランクケース 2 とは、下フランジ部（ケース側フラ

ンジ部) 3 b を貫通する 4 本のケースボルト 3 0 a を上記クランクケース 2 のシリンダ側合面 2 e 部分にねじ込むことにより結合されている。より具体的には、上記ケースボルト 3 0 a はアルミニウム合金製のクランクケース 2 の左、右壁部にインサート鋳造により埋設された鉄合金製の軸受ブラケット (軸受部材) 1 2, 1 2' (後述する) のボルト結合部 (結合ボス部) 1 2 c に螺挿されている。なお、3 1 a はクランクケース 2 とシリンダボディ 3 との位置決め用ドエルピンである。

また上記シリンダボディ 3 とシリンダヘッド 4 とは 2 本の短ヘッドボルト 3 0 b 及び 4 本の長ヘッドボルト 3 0 c により結合されている。上記短ヘッドボルト 3 0 b は、シリンダヘッド 4 の吸気ポート 4 c 下部及び排気ポート下部に螺挿によって植設されて下方に延び、シリンダブロック 3 の上フランジ部 3 f を貫通して下方に突出している。そしてこの短ヘッドボルト 3 0 b の下方突出部に袋ナット 3 2 a を螺着することにより該上フランジ部 3 f ひいてはシリンダボディ 3 がシリンダヘッド 4 のシリンダ側合面 4 a に締め付けられている。

また上記長ヘッドボルト 3 0 c は、シリンダボディ 3 の下フランジ部 3 b に螺挿により植設されて上方に延び、シリンダブロック 3 の上フランジ部 3 f からさらにシリンダヘッド 4 のフランジ部 4 b を貫通して上方に突出している。そしてこの長ヘッドボルト 3 0 c の上方突出部に袋ナット 3 2 b を螺着することにより該下フランジ部 3 b ひいてはシリンダボディ 3 がシリンダヘッド 4 のシリンダ側合面 4 a に締め付けられている。

このようにシリンダボディ 3 とシリンダヘッド 4 とを結合するに当たって、シリンダボディ 3 の上フランジ部 3 f を短ヘッドボルト 3 0 b 及び袋ナット 3 2 a でシリンダヘッド 4 に締め付け固定するだけでなく、クランクケース 2 の合面 2 e にボルト締め結合された下フランジ部 3 b に長ヘッドボルト 3 0 c を植設し、該長ヘッドボルト 3 0 c 及び袋ナット 3 2 b によりシリンダボディ 3 をシリンダヘッド 4 のフランジ部 4 b に締め付け固定したので、燃焼圧力による引っ張り荷

重をシリンダボディ 3 及び上記 4 本の長ヘッドボルト 3 0 c で負担することとなり、それだけシリンダボディ 3 に作用する荷重を軽減できる。その結果、シリンダボディ 3 の特に軸方向中間部に発生する応力を小さくでき、該シリンダボディ 3 の肉厚を薄くした場合でも耐久性を確保できる。

ちなみに、シリンダボディ 3 の上フランジ部 3 f のみをシリンダヘッド 4 に結合した場合には、シリンダボディ 3 の軸方向中間部に過大な引張り応力が発生し、極端な場合は該部分にクラックが生じる懸念があるが、本実施形態では上記長ヘッドボルト 3 0 c の存在により上記過大な応力のシリンダボディ中間部での発生を回避でき、クラックの発生を防止できる。

また上記長ヘッドボルト 3 0 c を下フランジ部 3 b に植設するにあたり、該長ヘッドボルト 3 0 c をクランクケース締め付け用のケースボルト 3 0 a の近傍に配置したので、上記燃焼圧力による荷重はシリンダヘッド 4 から上記長ヘッドボディ 3 0 c 及びシリンダボディ 3 を介してクランクケース 2 に確実に伝達でき、この点から上記荷重に対する耐性を向上できる。

ここで上記右側の軸受ブラケット 1 2' は、図 5、図 1 6 に示すように、クランク軸 8 の右側軸受 1 1 a' が軸受穴 1 2 a 内に圧入等により勘合挿入される、即ち軸受 1 1 a' ひいてはクランク軸 8 のジャーナル部の外周を囲む軸受部 1 2 b を有する。そしてこの軸受部 1 2 b の、クランク軸 8 方向に見た時、該クランク軸 8 を挟んだ前側及び後側部分から上記ボルト結合部 1 2 c、1 2 c が上方に、クランクケース 2 のシリンダ側合面 2 e の近傍まで延びている。

また左側の軸受ブラケット 1 2 では、図 5、図 1 7 に示すように、クランク軸 8 方向に見た時、該クランク軸 8 を挟んだ前側及び後側部分から上記ボルト結合部 1 2 c、1 2 c が上方に、クランクケース 2 のシリンダ側合面 2 e の近傍まで延びている。また軸受部 1 2 b には鉄製で後述するバランス駆動ギヤ 2 5 a より大きい外径を有する軸受カラー 1 2 d が圧入されるカラー穴 1 2 e が形成されている。そしてこの軸受カラー 1 2 d の軸受穴 1 2 a 内に左側のクランク軸軸受 1



1 a が勘合挿入されている。

そして上記ボルト結合部 1 2 c に上記ケースボルト 3 0 a が螺挿されており、シリンダボア軸線 A 方向にみると、上記ケースボルト 3 0 a, 3 0 a と上記クランク軸軸受 1 1 a, 1 1 a' とは重なっており、このようにして燃焼圧力による荷重は軸受 1 1 a, 1 1 a' から結合ボルト 1 2 c を介してシリンダボディ側に伝わる。

なお、本発明におけるボルト結合部は、クランク軸方向にみたときシリンダボア軸線 A と重なるように、上記左右のボルト結合部 1 2 c に加えて、あるいは単独で配設してもよい。このように構成した場合、結合ボルトと軸受部がクランク軸直角方向においても偏位することではなく、上述の荷重をより一層効率良くシリンダボディ側に伝えることができる。

ここで上記軸受カラー 1 2 d は、クランク軸 8 に上記バランス駆動ギヤ 2 5 a を有するギヤ体 2 5 が圧入装着された状態で該クランク軸 8 をクランクケース 2 内に組み立てることができるようにするためのものである。

また図 5 に示すように、上記クランク軸 8 の左軸部 8 c の上記ギヤ体 2 5 と軸受 1 1 a との間の部分にはシールプレート 2 5 d が介在されている。このシールプレート 2 5 d の内径側部分は上記ギヤ体 2 5 と軸受 1 1 a のインナレースとで挟持され、その外径側部分と軸受 1 1 a のアウトレースとの間には両者の干渉を回避する僅かな隙間がある。また該シールプレート 2 5 d の外周面は上記軸受カラー 1 2 d のフランジ部 1 2 h の内周面が摺接している。

さらにまたクランク軸 8 の右軸部 8 c' の上記軸受 1 1 a' とカバープレート 1 7 g 間部分にはシール筒 1 7 i が介在されている。このシール筒 1 7 i の内周面は上記右軸部 8 c' に勘合固定されている。またシール筒 1 7 i の外周面にはラビリンス構造のシール溝が形成され、かつ右ケース部 2 b に形成されたシール孔 2 p の内面に摺接している。

このようにクランク軸 8 の左、右軸部 8 c, 8 c' の軸受 1 1 a, 1 1 a' の

外側にシールプレート 25 d, シール筒 17 i を介在させることによりクランク室 2 c 内の圧力洩れが防止されており、後述の潤滑油の送出を効率良く行なうようになっている。

また本実施形態によれば、アルミニウム合金製クランクケース 2 に铸ぐるまれたクランク軸支持用の鉄合金製軸受部材 12, 12' の、シリンダボア軸線 A を挟んだ両側にシリンダボディ 3 側に延びるボルト結合部（結合ボス部）12 c, 12 c を一体形成し、該ボルト結合部 12 c にシリンダボディ 3 をクランクケース 2 に結合するためのケースボルト 30 a を螺挿したので、燃焼圧力による荷重をシリンダボア軸線 A を挟んだ前、後 2 箇所のボルト結合部 12 c により均等に負担することができ、シリンダボディ 3 とクランクケース 2 との結合剛性を向上できる。

また上記軸受部 12 b は軸受 11 a, 11 a' ひいてはクランク軸 8 のジャーナル部 8 c, 8 c の周囲を囲んでいるので、該軸受部 12 b の強度を大きく確保できる。また例えば半円状の軸受部と半円状のキャップ部材とをキャップボルトで結合した構造のようにキャップボルトが軸受支持強度上の制約となる問題を回避できる。

また上記シリンダボディ 3 に一体形成されたケース側フランジ部 3 b を結合ボス部 12 c に結合する結合ボルト 30 a を、シリンダボア軸線 A 方向に見た時（図 7 参照）上記クランク軸軸受 11 a, 11 a' と重なるように配置したので、結合ボルト 30 a と軸受部 12 b がクランク軸方向に偏位することはなく、上述の燃焼圧力による荷重を効率良くシリンダボディ側に伝えることができ、この点からも結合剛性を高めることができる。

また、クランク軸 8 の近傍に該クランク軸 8 と平行に配置されているバランス軸 22, 22' の少なくとも一端部を上記鉄合金製の軸受部材 12, 12' により支持したので、バランス軸 22, 22' の支持剛性を高めることができる。

クランク軸 8 の近傍に該クランク軸と平行にバランス軸が配置し、該バランス軸

を上記鉄合金製の軸受部材により支持したので、バランス軸の支持剛性を向上できる。

また、クランクケース 2 を左、右ケース部 2 a, 2 b からなる左右分割タイプとし、上記軸受部材 1 2 を上記左、右ケース部 2 a, 2 b の側壁内に埋設し、左右の軸受部材 1 2, 1 2' によりクランク軸ジャーナル部 8 c, 8 c' を軸支するようにしたので、軸受部材 1 2 をジャーナル部の周囲を囲む軸受部 1 2 b を有する構造としながら、クランク軸の組立作業を容易に行なうことができ、組立作業性を改善できる。

また左側の軸受ブラケット 1 2 においては、バランス駆動ギヤ 2 5 a より外径の大きい軸受カラー 1 2 を軸受 1 1 a の外周に装着したので、上記バランス駆動ギヤ 2 5 a をクランク軸 8 に圧入等（一体形成でも勿論構わない）により装着固定した状態で該クランク軸 8 をクランクケース 2 内に組み付ける際に、該バランス駆動ギヤ 2 5 a が軸受ブラケット 1 2 のボス部 1 2 b の最小内径部に干渉することがなく、支障無く組み付けできる。

また、上記バランス軸 2 2, 2 2' を左、右ケース部 2 a, 2 b の結合用ボルトに兼用し、該バランス軸の一端部に上記軸受部材 1 2 のの外側面に当接するフランジ部 2 2 a を形成し、他端部にナット部材 2 1 b を螺着するねじ部を形成したので、バランス軸 2 2 をケース結合用ボルトに兼用する場合に、強度の強い軸受部材 1 2 の外側面を締め付けることとなり、アルミニウム合金製のクランクケースを結合ボルトで締め付ける場合のようなクランクケースの変形の問題を回避でき、左右ケース部の結合剛性を確保できる。

さらにまた、鉄製の軸受ブラケット 1 2, 1 2' をアルミニウム合金製のクランクケース 2 内に埋設するに当たり、ボルト結合部 1 2 c の上端面 1 2 f をクランクケース 2 のシリンダ側合面 2 e に露出させることなく内方に位置させたので、クランクケース 2 とシリンダブロック 3 との接合面に硬度、材質の異なる金属部材が混在することがなく、シール性の低下を回避できる。即ち、鉄製のボルト

結合部 12 c の上端面 12 f をアルミニウム合金製のシリンダボディ 3 の下フランジ 3 b に形成されたケース側面 3 c に当接させると熱膨張係数差等が起因してシール性が低下する。

上記クランクケース 2 は左、右ケース部 2 a, 2 b からなる左、右 2 分割式のものである。左ケース部 2 a には左ケースカバー 9 が着脱可能に装着されており、該左ケース部 2 a と左ケースカバー 9 で囲まれた空間はフラマグ室 9 a となっている。このフラマグ室 9 a 内に、クランク軸 8 の左端部に装着されたフラマグ式発電機 35 が収容されている。なお、上記フラマグ室 9 a は、後述するチェン室 3 d, 4 d を介してカム軸配置室に連通しており、カム軸を潤滑した潤滑油の大部分はチェン室 4 d, 3 d を介してフラマグ室 9 a 内に落下する。

また上記右ケース部 2 b には右ケースカバー 10 が着脱可能に装着されており、該右ケース部 2 b と右ケースカバー 10 とで囲まれた空間はクラッチ室 10 a となっている。

上記クランクケース 2 の前部にはクランク室 2 c が、後部にはミッション室 2 d がそれぞれ形成されている。上記クランク室 2 c は上記シリンダボア 3 a に向かって開放され、かつミッション室 2 d 等他の室とは実質的に画成されている。そのため上記ピストン 6 の上昇下降によりミッション室 2 d 内の圧力が変動し、ポンプとして機能するようになっている。

上記クランク軸 8 は上記クランク室 2 c 内に左、右のアーム部 8 a, 8 a' 及び左、右のウェイト部 8 b, 8 b' を収容するように配置されている。このクランク軸 8 は、上記左のアーム部 8 a, ウェイト部 8 b 及び軸部 8 c を一体化した左クランク軸部分と右のアーム部 8 a', ウェイト部 8 b' 及び軸部 8 c' を一体形成した右クランク軸部分とを筒状のクランクピン 8 d の圧入により一体的に結合した組立式のものである。

上記左、右の軸部（ジャーナル部）8 c, 8 c' は左、右ケース部 2 a, 2 b の側壁によりクランク軸受 11 a, 11 a' を介して回転自在に支持されている

。この軸受 11a, 11a' は、上述の通り、アルミニウム合金製の左、右ケース部 2a, 2b にインサート鑄造された鉄合金製の軸受ブラケット 12, 12' の軸受穴 12a 内に圧入されている。

上記ミッション室 2d 内には変速機構 13 が収納配設されている。この変速機構 13 は、クランク軸 8 と平行に配置されたメイン軸 14 とドライブ軸 15 とを備え、メイン軸 14 に装着された 1 速～5 速ギヤ 1p～5p と、ドライブ軸 15 に装着された 1 速～5 速ギヤ 1w～5w とを常時噛合させた常時噛み合い式の構造のものである。

上記メイン軸 14 は、上記左、右ケース部 2a, 2b によりメイン軸軸受 11b, 11b を介して軸支され、上記ドライブ軸 15 は、上記左、右ケース部 2a, 2b によりドライブ軸軸受 11c, 11c を介して軸支されている。

上記メイン軸 14 の右端部は上記右ケース部 2b を貫通して右側に突出しており、該突出部に上述のクラッチ機構 16 が装着され、該クラッチ機構 16 は上記クラッチ室 10a 内に位置している。そしてこのクラッチ機構 16 の減速大ギヤ（入力ギヤ）16a は上記クランク軸 8 の右端部に固定装着された減速小ギヤ 17 に噛合している。

上記ドライブ軸 15 の左端部は左ケース部 2a から外方に突出しており、該突出部にドライブsprocket 18 が装着されている。このドライブsprocket 18 は後輪のドリブンスprocket にドライブチェーンにより連結されている。

本実施形態のバランス装置 19 は、上記クランク軸 8 を挟むように配置された、実質的に同一構造の前、後バランス 20, 20' からなる。この前、後バランス 20, 20' は、非回転式のバランス軸 22, 22' とこれにより軸受 23, 23 を介して回転自在に支持されたウェイト 24, 24 とからなる。

ここで上記バランス軸 22, 22' は、上記左、右ケース部 2a, 2b 同士をクランク軸方向に締め付け結合するためのケースボルト（結合ボルト）に兼用されている。該各バランス軸 22, 22' は上記軸支されたウェイト 24 のエンジ

ン幅方向内側に形成されたフランジ部22aを左、右ケース部2a, 2b内にインサートされた上述の軸受ブラケット12', 12に一体形成されたボス部12gの外端面に当接させ、反対側端部に固定ナット21b, 21aを螺装することにより左、右ケース部2a, 2bを結合している。

上記ウェイト24は略半円状のウェイト本体24aとこれに一体形成された円形のギヤ支持部24bとからなり、該ギヤ支持部24bにはリング状のバランス従動ギヤ24cが装着固定されている。なお、24bはウェイト本体24aと反対側の重量をできるだけ小さくする肉抜き穴である。

上記後側のバランス20'に装着されたバランス従動ギヤ24cは上記クランク軸8の左の軸部8cに圧入により固着されたギヤ体25に相対回転可能に装着されたバランス駆動ギヤ25aに噛合している。

なお、25bは上記ギヤ体25に一体形成されたタイミングチェーン駆動用のスプロケットであり、図11に示すようにバルブタイミングを合わせるための合せワーク25cを有する。上記ギヤ体25はクランク軸8が圧縮上死点位置にあるときに上記合せマーク25cがクランク軸方向に見てシリンダボア軸線Aに一致するようにクランク軸8に圧入される。

また前側のバランス20に装着されたバランス従動ギヤ24cは上記クランク軸8の右の軸部8c'に装着固定された減速小ギヤ17に相対回転可能に支持されたバランス駆動ギヤ17aに噛合している。

ここで上記後側用のバランス駆動ギヤ25aはギヤ体25に対して相対回転可能に支持されており、また前側用のバランス駆動ギヤ17aは減速小ギヤ17に対して相対回転可能に支持されている。そして上記バランス駆動ギヤ25a, 17aとギヤ体25, 減速小ギヤ17との間にはU字形状の板ばねからなる緩衝ばね33が介在されており、これによりエンジンのトルク変動等による衝撃がバランス20, 20'に伝達されるのを抑制するようになっている。

ここでは上記前側駆動用のバランス駆動ギヤ17aについて、図14に沿って

さらに詳述するが、後側駆動用のバランス駆動ギヤ25aについても同様である。上記バランス駆動ギヤ17aはリング状をなしており、減速小ギヤ17の側面にこれよりも小径に形成されたスライド面17bにより相対回転可能に支持されている。そしてこのスライド面17bには多数のU字状のばね保持溝17cがクランク軸芯を中心とする放射状をなすように凹設されており、該ばね保持溝17c内に上記U字状をなす緩衝ばね33が挿入配置されている。この緩衝ばね33の開口側端部33a、33aは上記バランス駆動ギヤ17aの内周面に凹設された係止凹部17dの前、後段部に係止している。

上記減速小ギヤ17とバランス駆動ギヤ17aとの間にトルク変動等により相対回転が生じると緩衝ばね33が上記端部33a、33aの間隔が狭くなる方向に弾性変形してトルク変動を吸収する。なお、17gは上記緩衝ばね33を保持溝17c内に保持するためのカバープレート、17hは減速小ギヤ17とクランク軸8を結合するキーであり、また17e、17fは減速小ギヤ17とバランス駆動ギヤ17aの組立時の合せマークである。

上記バランス20、20'には、バランス従動ギヤ24c、24cと、バランス駆動ギヤ25a、17aとの間のバックラッシュを調整するための機構が設けられている。この調整機構は、上記バランス軸22、22'のバランス軸線と上記バランス従動ギヤ24cの回転中心線とを極僅か偏心させた構成となっている。即ち、上記バランス軸22、22'をバランス軸線回りに回転させると、上記偏心により上記バランス従動ギヤ24cの回転中心線と上記バランス駆動ギヤ25a、17aの回転中心線との間隔が僅かに変化し、もってバックラッシュが変化するようになっている。

ここで、上記バランス軸22、22'をバランス軸線回りに回転させるための機構は前側バランス20と後側バランス20'とでは異なる。まず、後側バランス20'では、後側のバランス軸22'の左端部に六角形状の係止突部22bが形成され、該係止突部22bに回転レバー26の一端に形成されたスプライン状

(多角形星形状)の係止穴26aが係止している。またこの回動レバー26の他端部には上記バランス軸線を中心とする円弧状のボルト穴26bが形成されている。

上記ボルト穴26bに挿入された固定ボルト27はガイドプレート28に植設されている。このガイドプレート28は概ね円弧状をなしており、クランクケース2にボルト締め固定されている。なお、このガイドプレート28は、潤滑油の流れを調整する機能をも有する。

後側のバランス20'のバックラッシュ調整は、上記固定ナット21aを緩めた状態で上記回動レバー26を上記バックラッシュが適正な状態となるように回動した後、上記固定ボルト27a、ナット27bにより回動レバー26を固定することにより行われ、その後上記固定ナット21aが締め付けられる。

上記前側のバランス軸22の左端部には断面円形の両側に平坦部22eを形成してなる断面小判状の把持部22fが形成されている(図12参照)。該把持部22fにはこれの外周形状に合致する内周形状を有するカラー29aが装着され、さらに該カラー29aの外側に保持レバー29の保持部29bが軸方向移動可能かつ相対回転不能に装着されている。この保持レバー29の先端部29eは左ケース部2aのボス部2fにボルト29fで固定されている。また、上記保持レバー29の保持部29bには締め付け用スリット29cが形成されており、固定ボルト29dを締め込むことにより上記カラー29aひいてはバランス軸22の回転を阻止するようになっている。さらにまた上記バランス軸22のカラー29aより軸方向外側にワッシャを介して上記固定ナット21bが螺着されている。

前側のバランス20のバックラッシュの調整は、上記固定ナット21bを緩めて、好ましくは取り外して上記バランス軸22の把持部22fを工具で把持してバックラッシュが適正な状態となるように回動させた後、上記固定ボルト29dを締め込むことにより行われ、その後上記固定ナット21bが締め付けられる。



また上記バランス軸 22, 22' の係止突部 22b の上部には潤滑油導入部 22c が円弧状に切欠き形成されている。該導入部 22c には、ガイド孔 22d が開口し、該ガイド孔 22d は該バランス軸 22 内に延びて外周面下部に貫通し、これにより上記潤滑油導入部 22c を上記バランス軸受 23 の内周面に連通させている。このようにして上記潤滑油導入部 22c に落下した潤滑油がバランス軸受 23 に供給される。

ここで上記ウェイト 24 及びバランス従動ギヤ 24c は、前バランス 20 においてはクランク軸方向右側端部に配置されているのに対し、後バランス 20' においては左側端部に配置されている。また上記バランス従動ギヤ 24c はウェイト 24 に対して、前、後バランス 20, 20' とともに右側に位置しており、従ってウェイト 24 とバランス従動ギヤ 24c は前、後とも同一形状に設定されている。

このよう本実施形態によれば、前バランス軸（第 1 バランス軸）22 のクランク軸方向右側（一侧）にバランス 24 のウェイト本体 24a 及びバランス従動ギヤ 24c を配設し、後バランス軸（第 2 バランス軸）22' のクランク軸方向左側（他側）にウェイト本体 24a 及びバランス従動ギヤ 24c を配設したので、2 軸式バランス装置を設ける場合のクランク軸方向における重量バランスの低下を回避できる。

また、上記前、後バランス軸 22, 22' を左、右ケース部 2a, 2b を結合するケースボルトに兼用したので、2 軸式バランス装置を採用する場合に構造の複雑化、部品点数の増加を抑制しながらクランクケースの結合剛性を高めることができる。

また上記各バランスウェイト本体 24a とバランスギヤ 24c とを一体化し、かつバランス軸 22, 22' により回転自在に支持したので、バランスウェイト本体 24a 及びバランス駆動ギヤ 24c からなるウェイト 24 のみを回転駆動す

れば良く、バランス軸自体を回転駆動する必要がない分、エンジン出力の有効利用を図ることができる。

またバランスウェイトとバランス軸とが一体化されているものに比較して組立上の自由度を向上できる。

また、上記バランス従動ギヤ 24 c の回転中心線をバランス軸 22, 22' の軸線に対して偏位させたので、簡単な構造により、またバランス軸を回転させるという簡単な操作によって上記バランス従動ギヤ 24 c とクランク軸 8 側のバランス駆動ギヤ 25 a, 17 a とのバックラッシュを調整することが可能であり、騒音の発生を防止できる。

上記バックラッシュ調整は、前のバランス軸 22 では、該バランス軸 22 の車幅方向左側に形成された把持部 22 f を工具で把持して該バランス軸 22 を回動させ、また後のバランス軸 22' ではこれの左側に設けられた回動レバー 26 を回動させることにより行われる。このように前、後のバランス軸 22, 22' の何れもエンジン左側からバックラッシュの調整を行うことが可能であり、バックラッシュ調整作業を能率よく行なうことができる。

また、バランス従動ギヤ 24 c と噛合するクランク軸 8 側のバランス駆動ギヤ 17 a を、クランク軸 8 に固定される減速小ギヤ 17 のスライド面 17 b に相対回転可能に配設した構造とし、該スライド面 17 d に凹設したばね保持溝 17 c に U 字状の緩衝ばね 33 を配設したので、コンパクトな構造によりエンジンのトルク変動等による衝撃を吸収してバランス装置を円滑に作動させることができる。なお、バランス駆動ギヤ 25 a 側についても同様である。

さらにまた上記前側のバランス軸 22 の右端部にはこれと同軸をなすように冷却水ポンプ 48 が配設されている。この冷却水ポンプ 38 の回転軸は、後述する潤滑油ポンプ 52 の場合と同様の構造を有するオルダム継ぎ手等によりバランス軸 22 に、これとの間の若干の芯ずれを吸収可能に接続されている。

本実施形態の動弁装置は、上記クランク軸 8 により上記ヘッドカバー 5 内に配

置された吸気カム軸 36, 及び排気カム軸 37 を回転駆動するようになっている。具体的には、上記クランク軸 8 の左の軸部 8c に圧入装着されたギヤ体 25 のクランクスプロケット 25b と、上記シリンダヘッド 4 に植設された支持軸 39 によって軸支された中間スプロケット 38a とがタイミングチェン 40 で連結され、該中間スプロケット 38a に一体形成された、該中間スプロケット 38a より小径の中間ギヤ 38b が上記吸気、排気カム軸 36, 37 の端部に固着された吸気、排気ギヤ 41, 42 に噛合している。なお、上記タイミングチェン 40 はシリンダブロック 3, シリンダヘッド 4 の左壁に形成されたチェン室 3d, 4d 内を通るように配置されている。

上記中間スプロケット 38a 及び中間ギヤ 38b は、シリンダヘッド 4 のチェン室 4d をシリンダボア軸線 A 上にてクランク軸方向に貫通する上記支持軸 39 により 2 組のニードル軸受 44 を介して軸支されている。上記支持軸 39 はそのフランジ部 39a が 2 本のボルト 39b によりシリンダヘッド 4 に固定されている。なお、39c, 39d はシール用ガスケットである。

ここで上記 2 組のニードル軸受 44, 44 には市販品（規格品）が採用されており、該各軸受 41, 41 間には間隔調整用のカラー 44a が配設され、両端にはスラスト荷重を受けるためのスラストワッシャ 44b, 44b が配設されている。このスラストワッシャ 44b は中間スプロケットの端面に摺接する大径部と上記ニードル軸受 44 に向けて軸方向に突出する段部とを有する段付き形状のものである。

このように 2 組の軸受 44, 44 の間に間隔調整用のカラー 44a を介在させたので、カラー 44a の長さ調整によりニードル軸受として市販の規格品を採用することができ、コストを低減できる。

またスラストワッシャ 44b として段付き形状のものを採用したので、上記中間スプロケット 38a の組立作業性を向上できる。即ち、中間スプロケット 38a の組立に当たっては、該中間スプロケット 38a 及び中間ギヤ 38b を両端に

スラストワッシャを落下しないよう位置させてチェン室4 d内に配置した状態で支持軸3 9を外側から挿入することとなるが、上記スラストワッシャ4 4 bの段部を中間スプロケット3 8 aの軸穴に係止させておくことにより該スラストワッシャ4 4 bの落下を防止でき、従ってそれだけ組立性を改善できる。

また上記支持軸3 9にはシリンダヘッド4に形成されたオイル導入孔4 eによりカム室内から導入された潤滑油をニードル軸受4 4に供給するオイル孔3 9 eが形成されている。

また上記中間スプロケット3 8 aには4つの肉抜き穴3 8 cと2つの肉抜き兼用組立時覗き穴3 8 c'が60度間隔毎に形成されている。そして上記中間ギヤ3 8 bの覗き穴3 8 c'の略中心に位置する歯に合せマーク3 8 dが刻印されており、吸気、排気カムギヤ4 1、4 2の、上記合せマーク3 8 dに対応する2つの歯にも合せマーク4 1 a、4 2 aが刻印されている。ここで左、右の合せマーク3 8 d、3 8 dと合せマーク4 1 a、4 2 aを合致させると、吸気、排気カム軸4 1、4 2は圧縮上死点に位置するようになっている。

さらにまた、上記中間スプロケット3 8 aの、上記合せマーク3 8 dと4 1 a、4 2 aが合致した時点でシリンダヘッド4のカバー側合面4 f上に位置する部分に合せマーク3 8 e、3 8 eが形成されている。

バルブタイミングを合わせるには、まず上述の合せマーク2 5 c(図11参照)をシリンダボア軸線Aに一致させることによりクランク軸8を圧縮上死点位置に保持する。また支持軸3 9を介してシリンダヘッド4に取り付けられている上記中間スプロケット3 8 a及び中間ギヤ3 8 bを、該中間スプロケット3 8 aの合せマーク3 8 eがカバー側合面4 fに一致するように位置決めし、この状態でカムスプロケット2 5 bと中間スプロケット3 8 aとをタイミングチェン4 0で連結する。そして上記吸気、排気カム軸3 6、3 7の上記吸気、排気カムギヤ4 1、4 2を、これらの合せマーク4 1 a、4 2 aが中間ギヤ3 8 bの合せマーク3 8 dと一致するよう覗き穴3 8 c'から確認しながら該中間ギヤ3 8 bに噛合

させ、上記吸気、排気カム軸 36, 37 をシリンダヘッド 4 の上面にカムキャリアを介して固定する。

このように、大径の中間スプロケット 38a に軽量化用肉抜き兼用の覗き穴 38c' を設け、該覗き穴 38c' から背面側の小径の中間ギヤ 38b の合せマーク 38d とカムギヤ 41, 42 の合せマーク 41a, 42a との一致状態を確認できるようにしたので、小径の中間ギヤ 38b を大径の中間スプロケット 38a の背面に配設しながら、中間ギヤ 38b とカムギヤ 41, 42 との噛合位置を容易確実に目視により確認でき、バルブタイミングを支障なく合わせることができる。

また中間ギヤ 38b を中間スプロケット 38a の背面側に配置できるので、中間ギヤ 38b と噛合するカムギヤ 41, 42 からカムノーズ 36a までの寸法を短くでき、それだけカム軸の捩れ角を小さくでき、バルブの開閉タイミングの制御精度を向上できる。また、カム軸回りをコンパクト化できる。

即ち、例えば中間ギヤ 38b を中間スプロケット 38a の前面に配置した場合には、バルブタイミング合せを容易に行うことができるが、上述のカムギヤ 41, 42 からカムノーズまでの寸法が長くなり、それだけカム軸の捩れ角が大きくなってバルブ開閉タイミングの制御精度が低下する。

また中間ギヤ 38b を中間スプロケット 38a の前面に配置した場合には、中間スプロケット 38a とカム軸 36, 37 との干渉を回避するために中間スプロケット支持軸 39 とカム軸 36, 37 との間隔を拡げる必要があり、それだけカム軸回りが大型化する懸念がある。

ここで上記中間ギヤ 38b とカムギヤ 41, 42 との間にはバックラッシュ調整機構が設けられている。この調整機構は、吸気カムギヤ 41 及び排気カムギヤ 42 を、それぞれドライブギヤ（動力伝達ギヤ）46 とシフトギヤ（調整ギヤ）45 との 2 枚のギヤで構成し、かつドライブギヤ 46, シフトギヤ 45 の角度位置を調整可能とした構造のものである。

即ち、カム軸 3 6、3 7 の端部に形成されたフランジ部 3 6 b、3 7 b にシフトギヤ 4 5、及びドライブギヤ 4 6 が 4 つの周方向に長い長孔 4 5 a、4 6 a 及び 4 本の長ボルト 6 8 a で角度位置を調整可能に固定されるとともに、外側に配置されているドライブギヤ 4 6 に逃げ部 4 6 b が切欠き形成され、該逃げ部 4 6 b を利用してシフトギヤ 4 5 のみが 2 つの長孔 4 5 b 及び 2 本の短ボルト 6 8 b により角度位置を調整可能に固定されている。

バックラッシュの調整は以下の手順で行われる。なお本実施形態エンジンでは、中間ギヤ 3 8 b は図 3 に示すようにエンジンの左側から見た状態で反時計回りに回転する。従って吸気カムギヤ 4 1、排気カムギヤ 4 2 は何れも時計回りに回転する。またここではバックラッシュ調整を吸気カムギヤ 4 1 について説明するが、排気カムギヤ 4 2 についても同様である。

まず、吸気側カムギヤ 4 1 の固定ボルト 6 8 a、6 8 b を全て緩め、シフトギヤ 4 5 を時計回りに回転させて該シフトギヤ 4 5 の時計方向前側の歯面を中間ギヤ 3 8 b の反時計方向後側の歯面に軽く当接させ、この状態で 2 本の短ボルト 6 8 b によりシフトギヤ 4 5 をカム軸 3 6 のフランジ部 3 6 b に固定する。そしてドライブギヤ 4 6 を反時計方向に回転させてこれの反時計方向前側の歯面（被駆動面）を中間ギヤ 3 8 の反時計方向前側の歯面（駆動面）に所要のバックラッシュが得られるように当接させ、この状態で 4 本の長ボルト 6 8 a を締め込むことによりドライブギヤ 4 6 及びシフトギヤ 4 5 を吸気カム軸 3 6 に固定する。

このように、吸気、排気カムギヤ 4 1、4 2 をドライブギヤ（動力伝達ギヤ）4 6 と該ギヤに対して相対回転可能なシフトギヤ（調整ギヤ）4 5 とで構成したので、シフトギヤ 4 5 をドライブギヤ 4 6 に対して回転方向前進側又は後進側に相対回転させることによりバックラッシュを調整することができる。

なお、本実施形態では、カムギヤ 4 1、4 2 を構成するドライブギヤ 4 6 とシフトギヤ 4 5 の両方ともがカム軸に対して相対回転可能な場合を説明したが、該ドライブギヤ 4 6、シフトギヤ 4 5 の何れか一方のギヤを相対回転可能とし、他

方のギヤはカム軸に一体化したものであっても良い。この場合カム軸に一体化されている方を動力伝達用ギヤとすることが望ましい。このような構成の場合でも、上記実施形態におけるのと同様の作用効果が得られる。

また本実施形態ではチェン駆動方式のものに本発明を適用した場合を説明したが、歯付きベルトによる駆動方式にも勿論本発明を適用できる。

次に潤滑構造について説明する。

本実施形態エンジンの潤滑装置50は、別体の潤滑油タンク51内に貯留された潤滑油を車体フレーム56のダウンチューブ56cを介して潤滑油ポンプ52で吸引加圧し、該ポンプ52からの吐出油をカム潤滑系53と、ミッション潤滑系54と、クランク潤滑系55の3系統に分離して各被潤滑部に供給し、これらの各被潤滑部を潤滑した潤滑油を上記ピストン6の昇降に伴うクランク室2c内の圧力変動を利用して上記潤滑油タンク51に戻すように構成されている。

上記潤滑油タンク51は、車体フレーム56のヘッドパイプ56a、メインチューブ56b、ダウンチューブ56c、及び補強ブラケット56dで囲まれた空間に一体形成されている。この潤滑油タンク51は上記ダウンチューブ56cから該ダウンチューブ56cの下部同士を接続するクロスパイプ56eに連通している。

そして上記クロスパイプ56eはこれに接続された出口管56f、オイルホース57a、継ぎ手パイプ57b、クランクケースカバーに形成されたオイル吸込み通路58aを介して上記潤滑油ポンプ52の吸込み口に接続されている。この潤滑油ポンプ52の吐出口はオイル吐出通路58b、外部接続室58c、オイル通路58dを介してオイルフィルタ59に接続され、該オイルフィルタ59の二次側で上述の3つの潤滑系53、54、55に分離される。

上記オイルフィルタ59は、上記右ケースカバー10に凹設されたフィルタ凹部10bにフィルタカバー47を着脱自在に装着して構成されたフィルタ室59d内にオイルエレメント59eを配設してなるものである。

上記カム潤滑系 53 は、上記フィルタカバー 47 から上記フィルタ凹部 10b の外側に形成されたオイル通路のカム側出口 59a に T 字状の潤滑油パイプの縦辺部 53a の下端を接続し、該潤滑油パイプの横辺部 53b の左、右端をカム軸給油通路 53c に接続し、該通路 53c を介して潤滑油をカム軸 36、37 の軸受部等の被潤滑部に供給するようにした概略構成を有する。

上記ミッション潤滑系 54 は以下の構成を有する。上記オイルフィルタ 59 のミッション側出口 59b に、右ケース部 2b 内に形成された右ミッション給油通路 54a が接続され、該給油通路 54a は左ケース部 2a 内に形成された左ミッション給油通路 54b を介してメイン軸 14 の軸芯に形成されたメイン軸孔 14a 内に連通している。そしてこのメイン軸孔 14a は複数の分岐孔 14b によりメイン軸 14 と変速ギヤとの摺動部に連通しており、該メイン軸孔 14a に供給された潤滑油が分岐孔 14b を通って上記摺動部に供給される。

また上記左ミッション給油通路 54b の途中部分は左、右ケース部 2a、2b を結合するためのケースボルト 60 を挿通するボルト孔 60a に連通している。このボルト孔 60a は、上記左、右ケース部 2a、2b にこれらの合面に対向当接するよう形成された筒状のボス部 60c、60c に上記ケースボルト 60 の外径より若干大きい内径の孔を形成してなるものである。このボス部 60c はメイン軸 14 とドライブ軸 15 のギヤ列の噛合部近傍に位置しており、また上記ボルト孔 60a 内の潤滑油を上記噛合部に向けて噴出させる複数の分岐孔 60b が形成されている。なお、図 19 におけるボルト 60 は、左、右ケース部分を展開して記載されているがこれらは同一ボルトである。

さらにまた上記ボルト孔 60a の右端部は連通孔 54c を介して上記ドライブ軸 15 の軸芯に形成されたドライブ軸孔 15a に連通している。そしてこのドライブ軸孔 15a は、その左側部分が仕切壁 15c で閉塞され、また複数の分岐孔 15b によりドライブ軸 15 とドライブギヤとの摺動部に連通している。このようにして、該ドライブ軸孔 15a に供給された潤滑油が分岐孔 15b を通って上



記摺動部に供給される。

上記クランク潤滑系 55 は以下の構成を有する。上記フィルタカバー 47 に、クランク側出口 59c から潤滑油ポンプ 52 に向けて延びるようにクランク給油通路 55a が形成され、該通路 55a を上記潤滑油ポンプ 52 の回転軸 62 の軸芯に貫通形成された連通孔 62a に連通させ、さらに該連通孔 62a は連結パイプ 64 を介してクランク軸 8 の軸芯に形成されたクランク給油孔 8e に連通されている。そしてこのクランク給油孔 8e は、分岐孔 8f を介してクランクピン 65 のピン孔 65a 内に連通し、該ピン孔 65a は分岐孔 65b を介してコンロッド 7 の大端部 7a のニードル軸受 7b の転動面に開口している。このようにして、オイルフィルタ 59 で濾過された潤滑油が上記ニードル軸受 7b の転動面に供給される。

上記潤滑油ポンプ 52 は以下の構造を有する。左、右ケース 61a, 61b からなる二分割式のケーシング 61 の右ケース 61b にポンプ室 61c が凹設され、該ポンプ室 61c 内に回転子 63 が回転自在に配設されている。この回転子 63 の軸芯に回転軸 62 が貫通するように挿入配置され、該回転軸 62 と回転子 63 とがピン 63a により固定された概略構造のものである。なお、上記左ケース 61a のポンプ室上流側、下流側に上記オイル吸込み通路 58a, オイル吐出通路 58b がそれぞれ接続されている。また 66 は潤滑油ポンプ 52 の吐出圧を所定値以下に保持するためのリリーフ弁であり、該潤滑油ポンプ 52 の吐出側の圧力が所定値以上となったとき該吐出側の圧力をオイル吸込み通路 58a 側に逃がすようになっている。

上記回転軸 62 は上記ポンプケース 61 を軸方向に貫通する筒状のものであり、図示右端部は上記クランク給油通路 55a に開口している。また回転軸 62 の図示左端部には動力伝達用フランジ部 62b が一体形成されている。該フランジ部 62b は上記クランク軸 8 の右端面に対向しており、上記フランジ部 62b とクランク軸 8 とはオルダム継ぎ手 67 により、若干の芯ずれを吸収可能に連結さ

れている。

上記オルダム継ぎ手 6 7 は、詳細にはクランク軸 8 とフランジ部 6 2 b との間に継ぎ手プレート 6 7 a を配置し、該継ぎ手プレート 6 7 a の連結孔 6 7 d 内にクランク軸 8 の端面に植設されたピン 6 7 b 及びフランジ部 6 2 b に植設されたピン 6 7 c を挿入した構造のものである。

また上記連結パイプ 6 4 は上記クランク軸 8 の右端開口と回転軸 6 2 の左端開口とを連通するためのものであり、クランク軸開口内周及び回転軸開口内周と連結パイプ 6 4 の外周との間はオイルシール 6 4 a によりシールされている。

ここで上述のようにクランク室 2 c は他のミッション室 2 d、フラマグ室 9 a、クラッチ室 10 a 等と画成されており、これによりピストン 6 のストロークに伴って該クランク室 2 c 内の圧力を正負に変動させ、該圧力変動により上記各室内の潤滑油を上述の潤滑油タンク 5 1 に戻すオイル戻し機構が構成されている。

詳細には、上記クランク室 2 c には吐出口 2 g 及び吸込み口 2 h が形成されている。この吐出口 2 g にはクランク室内圧力が正のとき開く吐出口リード弁 6 9 が配設されており、上記吸込み口 2 h にはクランク室内圧力が負のとき開く吸込み口リード弁 7 0 が配設されている。

そして上記吐出口 2 g はクランク室 2 c から連通孔 2 i を介してクラッチ室 10 a に連通し、該クラッチ室 10 a から連通孔 2 j を介してミッション室 2 d に連通し、さらに該ミッション室 2 d は連通孔 2 k を介してフラマグ室 9 a に連通している。このフラマグ室 9 a に連通するように形成された戻り口 2 m は戻りホース 5 7 c、オイルストレーナ 5 7 d、戻りホース 5 7 e を介して上記潤滑油タンク 5 1 に連通している。

ここで上記戻り口 2 m にはガイドプレート 2 n が配設されている。このガイドプレート 2 n は上記戻り口 m を、底壁 2 p との隙間 a を狭くしかつ幅 b を広く確保することにより潤滑油を確実に吐出する機能を有する。

また上記潤滑油タンク 5 1 には、該タンク内の空気中に含まれるオイルミスト

を遠心力で分離して上記クランク室 2 c に戻すオイル分離機構が接続されている。このオイル分離機構は、円錐状の分離室 7 1 の上部に、潤滑油タンク 5 1 の上部に一端が接続された導入ホース 7 2 a の他端を接線方向に接続し、該分離室 7 1 の底部に接続した戻りホース 7 2 b を上記クランク室 2 c の吸込み口 2 h に接続した構造のものである。なお、上記オイルミストが分離された空気は排気ホース 7 2 c を介して大気に排出される。

以上のように本実施形態では、クランク室 2 c をピストン 6 の昇降により圧力が変動するように略密閉空間とし、該クランク室 2 c 内に流入した潤滑油を該クランク室 2 内圧力の変動により上記潤滑油貯留タンク 5 1 に送油するようにしたので、専用の送油ポンプ（スカベンジングポンプ）を不要にでき、構造の簡素化及びコストの低減を図ることができる。

また、クランク室 2 c の送油通路接続部付近にクランク室内圧力が上昇したとき開き、低下したとき閉じる吐出口リード弁（出側逆止弁）6 9 を配設したので、クランク室内の潤滑油をより確実に潤滑油貯留タンク 5 1 に送油できる。

また、上記潤滑油貯留タンク 5 1 内の油面より上側と上記クランク室 2 c とを戻りホース 7 2 a、7 2 b で接続し、該クランク室 2 c の戻りホース接続部付近にクランク室 2 c 内圧力が下降したとき開き、上昇したとき閉じる吐出口リード弁（吸込み側逆止弁）7 0 を配設したので、ピストン上昇時にクランク室 2 c 内に必要な空気が吸入され、ピストン 6 の下降時にクランク室 2 c 内圧が高くなり、クランク室 2 c 内の潤滑油をより一層確実に送油できる。

ちなみにクランク室内への外部からの空気供給経路を有しない場合、ピストン、シリンダボア間のシール性が高いと、ピストン上昇時にクランク室内が負圧となり、ピストンが下降してもクランク室内圧が負圧又は低い正圧にしかならず、送油ができなくなる場合が懸念される。

さらにまた、潤滑油ミストを分離する遠心式潤滑油ミスト分離器 7 1 を上記戻り通路 7 2 a、7 2 b の途中に介設し、分離された潤滑油を戻りホース 7 2 b を

介してクラク室 2 c に戻し、ミスト分が分離された空気を大気に排出するようにしたので、潤滑油ミスト分だけをクラク室内に戻すことができ、クラク室内に過剰の空気が流入することによる送油効率の低下を回避でき、大気汚染を防止しながらより確実にクラク室内の潤滑油を送油できる。

また、潤滑油ポンプ 5 2 をクラク軸 8 の一端に接続配置し、該潤滑油ポンプ 5 2 の吐出口を該潤滑油ポンプ 5 2 内に形成した連通孔（ポンプ内給油通路）6 2 a 及び連結パイプ 6 4 を介してクラク軸 8 内に形成されたクラク給油孔（クラク軸内給油通路）8 e に連通させたので、簡単でかつコンパクトな構造によりクラク軸 8 の被潤滑部に潤滑油を供給できる。

また、上記クラク軸 8 と潤滑油ポンプ 5 2 とを軸直角方向の変位を吸収可能のオルダム継ぎ手 6 7 により接続するとともに、連通孔 6 2 a とクラク給油孔 8 e とを連結パイプ 6 4 で連通させ、該連結パイプ 6 4 と上記連通孔 6 2 a、クラク給油孔 8 e との間に弾性を有する O リング 6 4 a を介在させたので、クラク軸 8 とポンプ軸 6 2 との間に多少の芯ずれが発生した場合でも支障なく潤滑油を上記被潤滑部に供給でき、必要な潤滑性を確保できる。

さらにまた、変速装置を構成する上記メイン軸 1 4、ドライブ軸 1 5 の近傍に筒状のボス部 6 0 c を形成するとともに、これのボルト孔 6 0 a 内にクラクケース結合用のケースボルト 6 0 を挿入し、該ボルト孔 6 0 a 内面とケースボルト 6 0 外面との空間を潤滑油通路とし、上記ボス部 6 0 c 変速ギヤに指向する分岐孔（潤滑油供給孔）6 0 b を形成したので、専用の潤滑油供給通路を設けることなく変速ギヤの嚙合面に潤滑油を供給できる。

また、上記ボルト孔 6 0 c 内面とケースボルト 6 0 外面とで形成される潤滑油通路の他端を、上記ドライブ軸 1 5 内に形成されたドライブ軸孔（潤滑油通路）1 5 a の反出力側開口に連通させたので、専用の潤滑油供給通路を設けることなくドライブ軸 1 5 の変速ギヤ摺動部に潤滑油を供給できる。

## 産業上の利用可能性

請求項1の発明によれば、アルミニウム合金製クランクケースに鋳ぐるまれた鉄合金製軸受部材を、クランク軸のジャーナル部の周囲を囲む軸受部と、シリンダボディ側に延びる結合ボス部とを一体形成したものとし、該結合ボス部にシリンダボディ結合用のボルトを螺挿したので、シリンダボディとクランクケースとの結合剛性を向上でき、燃焼圧力による荷重をシリンダ軸線を挟んだ前、後2箇所

の結合ボス部により均等にシリンダボディ側に伝達できることとなる。

また上記軸受部はクランク軸のジャーナル部の周囲を囲んでいるので、軸受部の強度を大きく確保でき、例えば半円状の軸受部と半円状のキャップ部材とをキャップボルトで結合した構造のようにキャップボルトが軸受支持強度上の制約となる問題を回避できる。

請求項2の発明によれば、上記シリンダボディに一体形成されたケース側フランジ部を結合ボス部に結合する結合ボルトを、シリンダボア軸線方向に見た時上記クランク軸軸受と重なるように配置したので、結合ボルトと軸受部がクランク軸方向に偏位することはなく、上述の燃焼圧力による荷重を効率良くシリンダボディ側に伝えることができ、この点からも結合剛性を高めることができる。

請求項3の発明によれば、クランク軸方向に見てシリンダ軸線と重なるように配置された結合ボス部を備えたので、結合ボルトと軸受部がクランク軸直角方向において偏位することはなく、上述の荷重をより一層効率良くシリンダボディ側に伝えることができる。

請求項4の発明によれば、クランク軸の近傍に該クランク軸と平行にバランス軸が配置し、該バランス軸を上記鉄合金製の軸受部材により支持したので、バランス軸の支持剛性を向上できる。

請求項5の発明によれば、クランクケースを左、右ケース部からなる左右分割タイプとし、上記軸受部材を上記左、右ケース部の側壁内に埋設し、左右の軸受部材によりクランク軸ジャーナル部を軸支するようにしたので、軸受部材をジャ

一ナル部の周囲を囲む軸受部を有する構造としながら、クランク軸の組立作業を容易に行なうことができ、組立作業性を改善できる。

請求項6の発明によれば、上記バランス軸を左右クランクケースの結合用ボルトに兼用し、該バランス軸の一端部に上記軸受部材の外側面に当接するフランジ部を形成し、他端部にナット部材を螺着するねじ部が形成したので、バランス軸をケース結合用ボルトに兼用する場合に、強度の強い軸受部材部分を締め付けることとなり、アルミニウム合金製のクランクケースを結合ボルトで締め付ける場合のようなクランクケースの変形の問題を回避でき、左右ケース部の結合剛性を確保できる。

請求項7の発明によれば、上記結合ボス部のシリンダボディ側端面をクランクケースのシリンダボディ側合面に露出させることなく内部に埋設したので、クランクケースのシリンダボディとの接続合面に異種金属が露出することにより、例えば熱膨張率の差異等によって発生することが懸念されるシール性の低下を回避できる。

## 請 求 の 範 囲

1. クランクケースに対してシリンダボディを又はシリンダボディを介してシリンダヘッドを結合ボルトで結合するようにしたエンジンの締結構造において、上記クランクケースを、クランク軸軸受を支持する鉄合金製の軸受部材をアルミニウム合金で鋳ぐるんだ構造とし、上記軸受部材を、クランク軸のジャーナル部の周囲を囲む軸受部と、該軸受部のクランク軸方向に見てシリンダ軸線を挟んだ両側からシリンダボディ側に延びるよう一体形成された結合ボス部とを備えたものとし、該結合ボス部に上記結合ボルトを螺挿したことを特徴とするエンジンの締結構造。
2. 請求項1において、上記シリンダボディに一体形成されたケース側フランジ部が上記結合ボルトでクランクケースに結合されており、該結合ボルトはシリンダボア軸線方向に見た時上記クランク軸軸受と重なるように配置されていることを特徴とするエンジンの締結構造。
3. 請求項1又は2において、クランク軸方向に見てシリンダ軸線と重なるように配置された結合ボス部を備えていることを特徴とするエンジンの締結構造。
4. 請求項1ないし3の何れかにおいて、クランク軸の近傍に該クランク軸と平行にバランス軸が配置されており、該バランス軸が上記鉄合金製の軸受部材により支持されていることを特徴とするエンジンの締結構造。
5. 請求項1ないし4の何れかにおいて、上記クランクケースはクランク軸方向に左、右ケース部に分割された左右分割タイプのものであり、上記軸受部材は上記左、右ケース部の側壁内に埋設され、上記クランク軸の左右のジャーナル部を支持していることを特徴とするエンジンの締結構造。
6. 請求項5において、上記バランス軸が左右クランクケースの結合用ボルトに兼用されており、該バランス軸の一端部に上記軸受部材の外側面に当接するフランジ部が形成されており、他端部にナット部材を螺着するねじ部が形成されていることを特徴とするエンジンの締結構造。

7. 請求項1ないし6の何れかにおいて、上記結合ボス部のシリンダボディ側端面はクランクケースのシリンダボディ側合面に露出することなく内部に埋設されていることを特徴とするエンジンの締結構造。



図 1

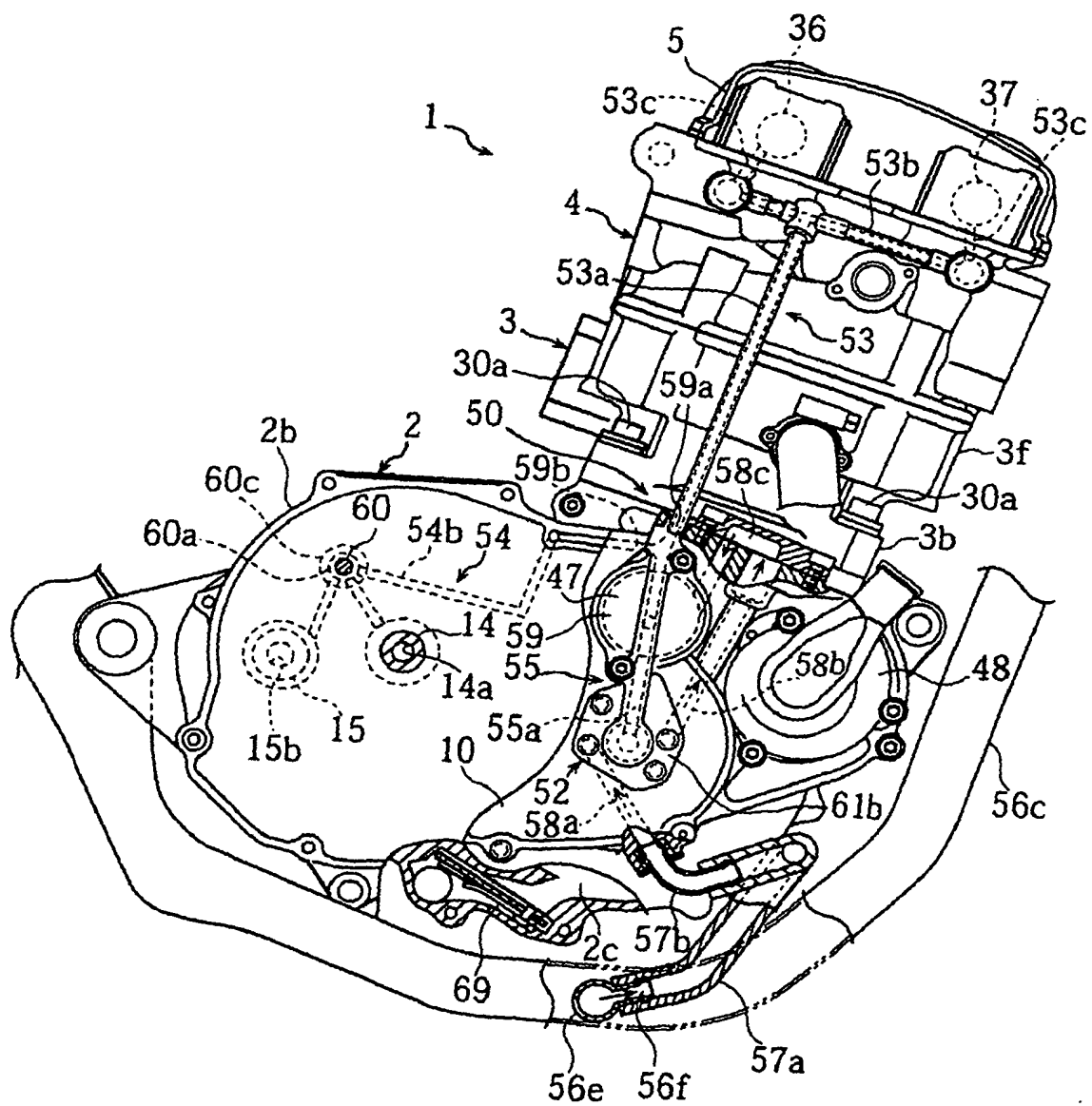


図2

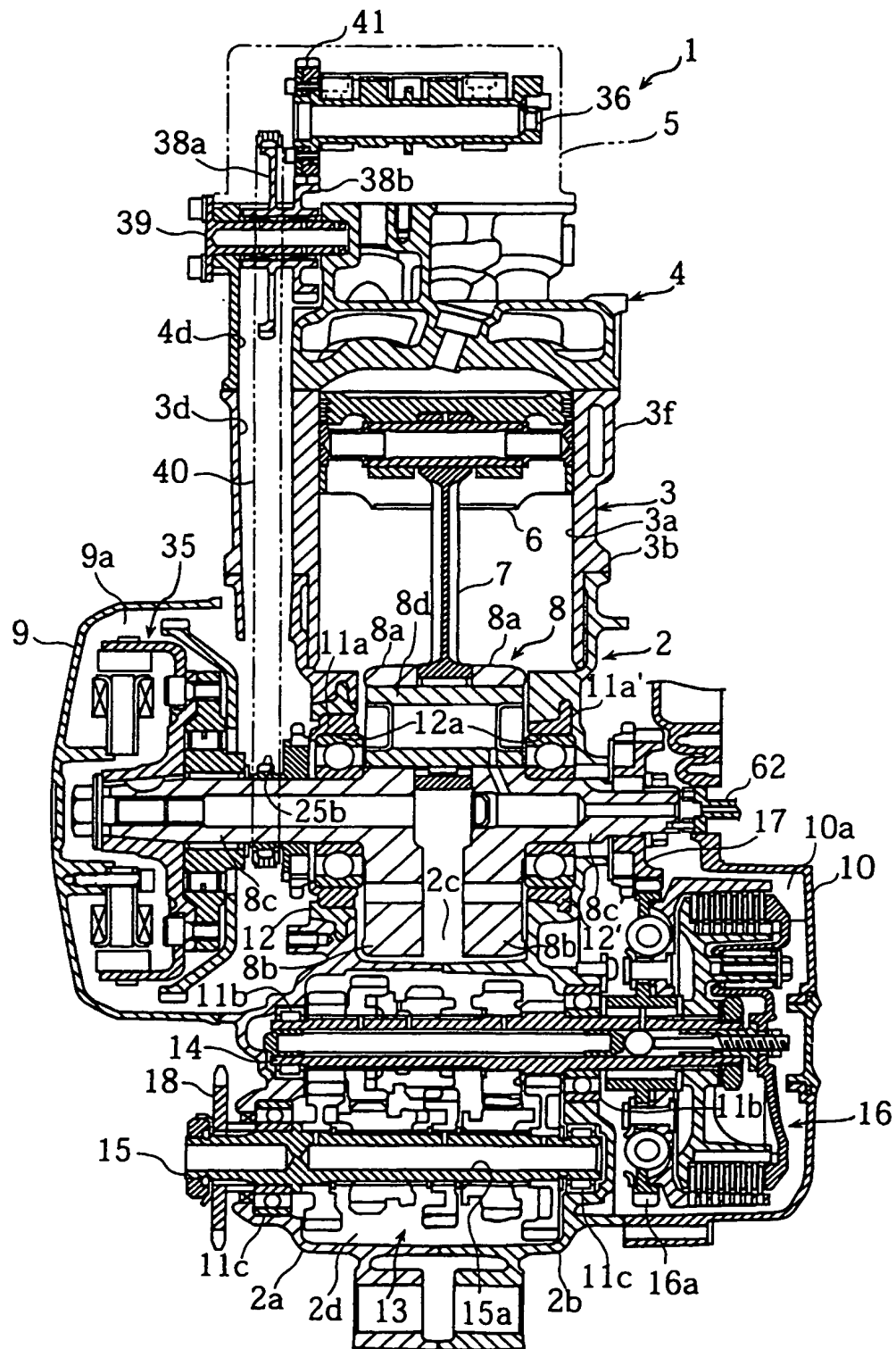


図3

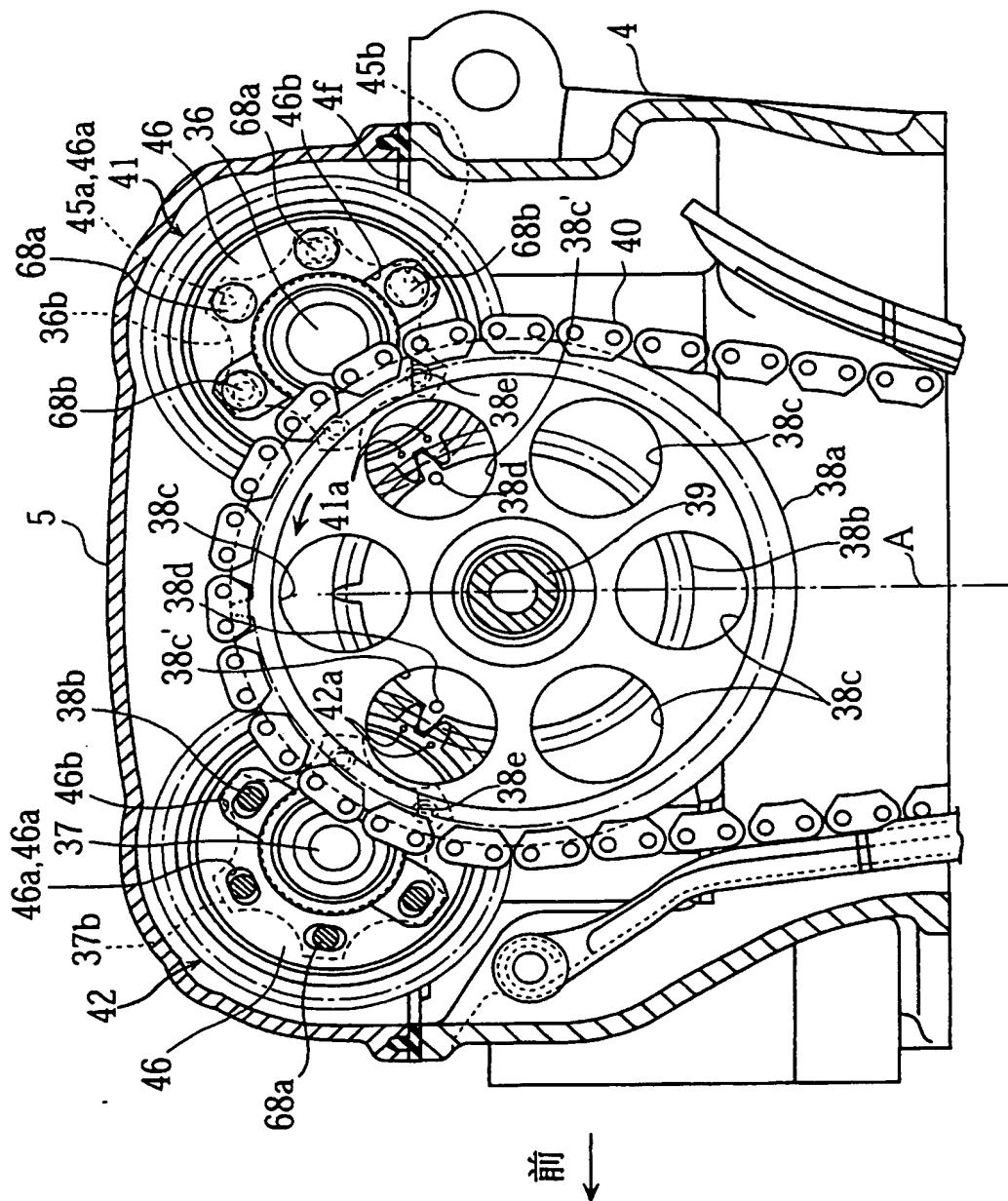


圖 4

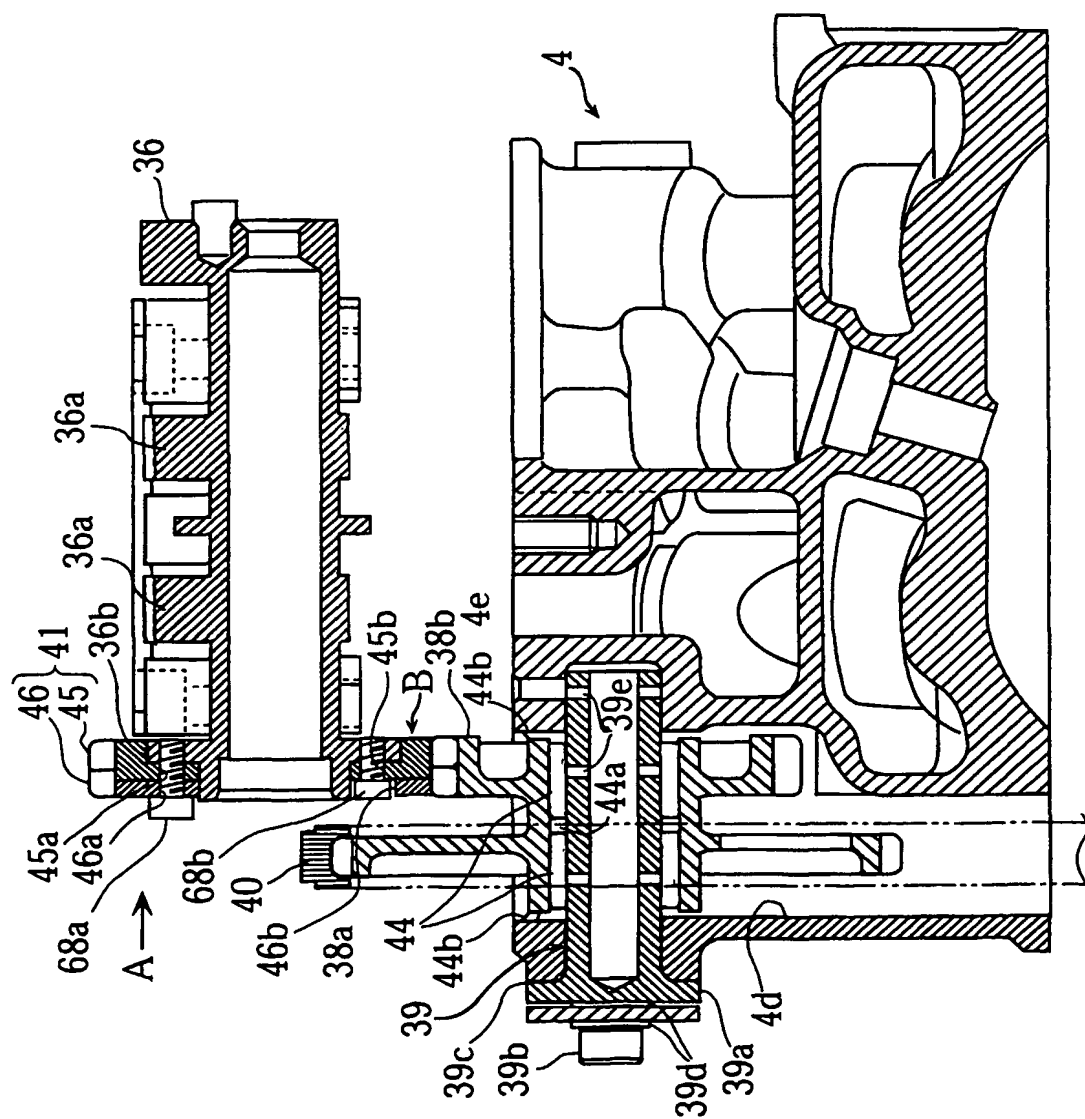


図5

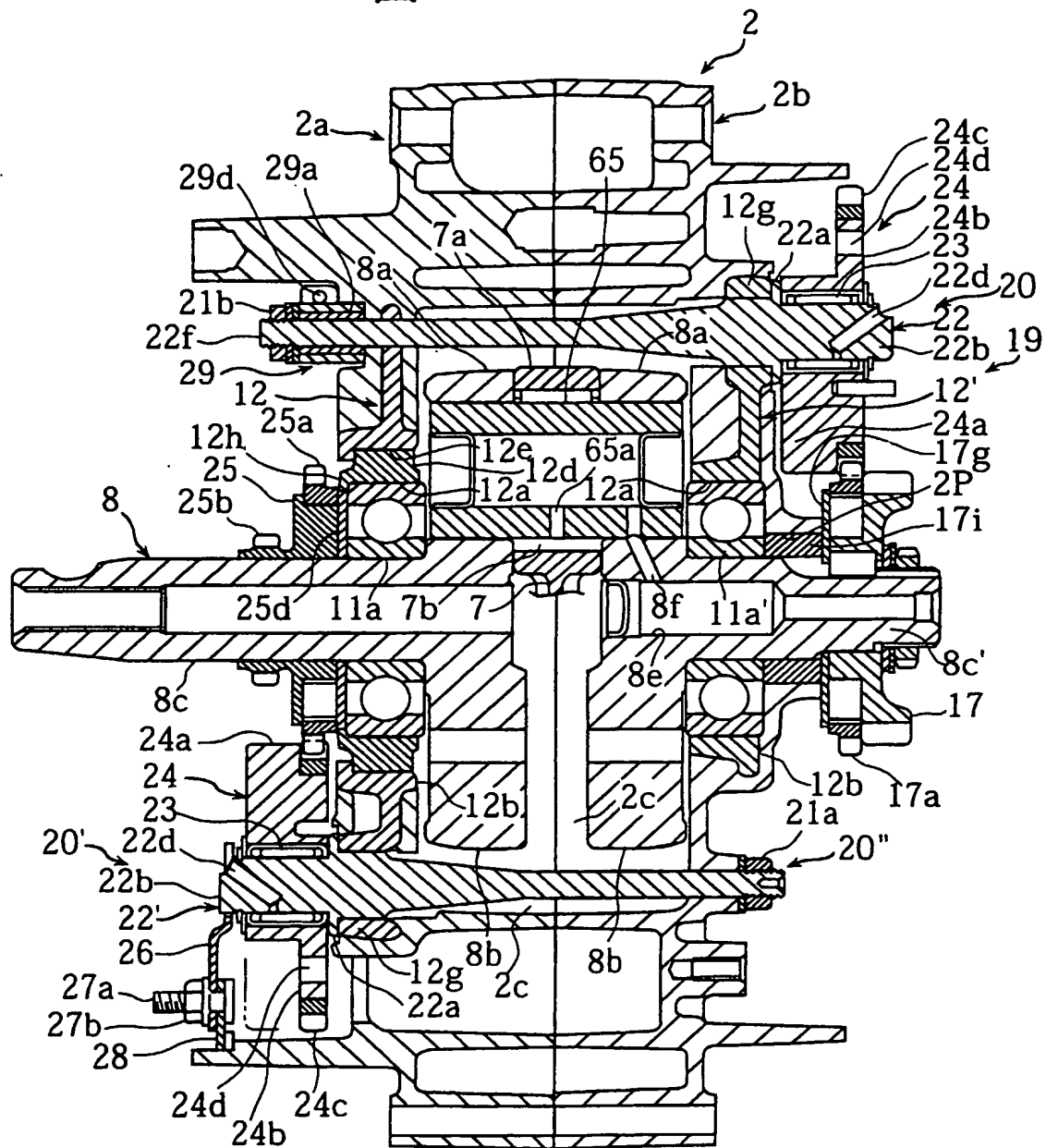


図6

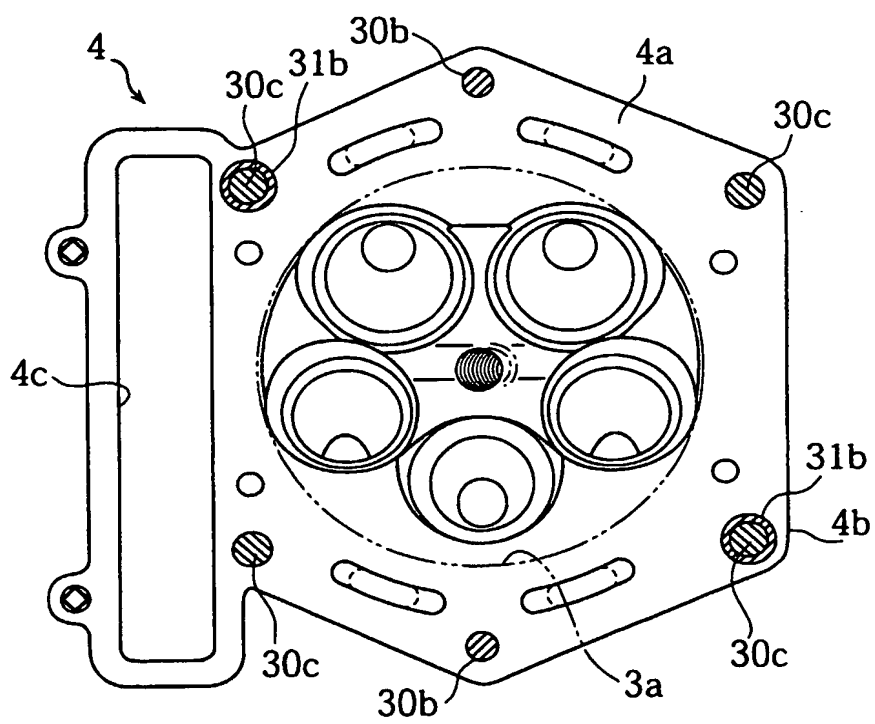


図7

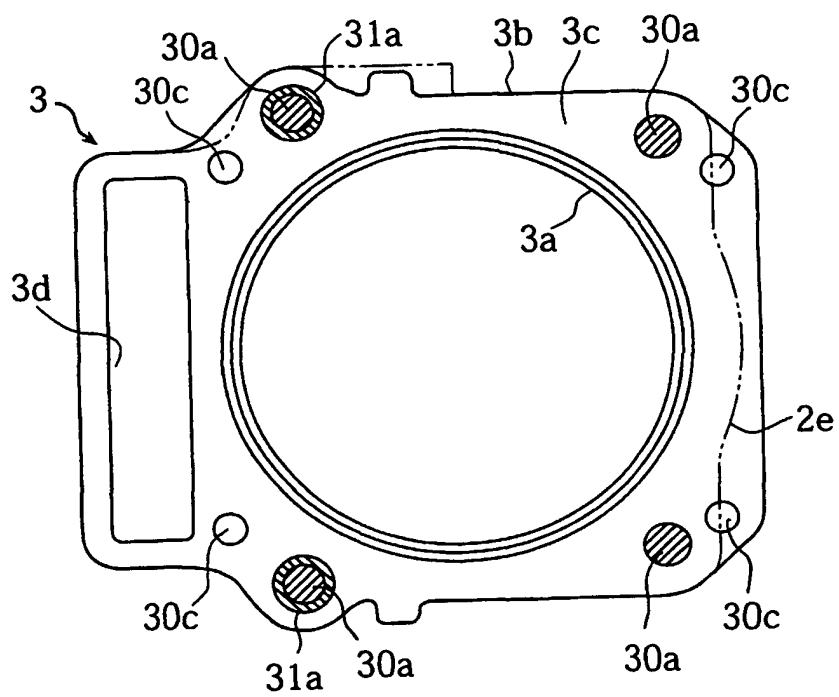


図8

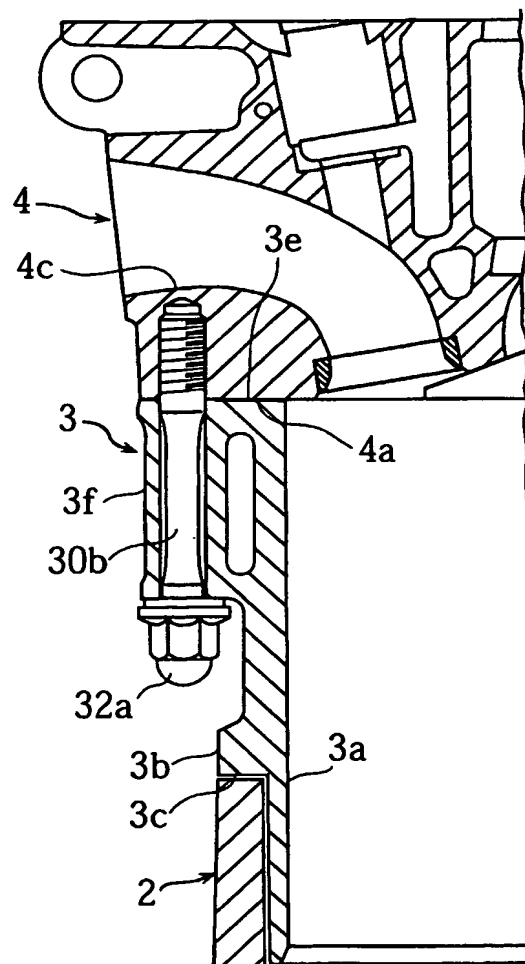




図9

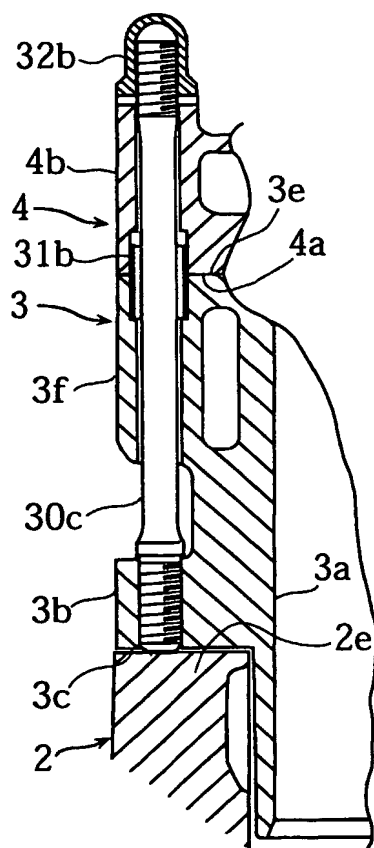


図10

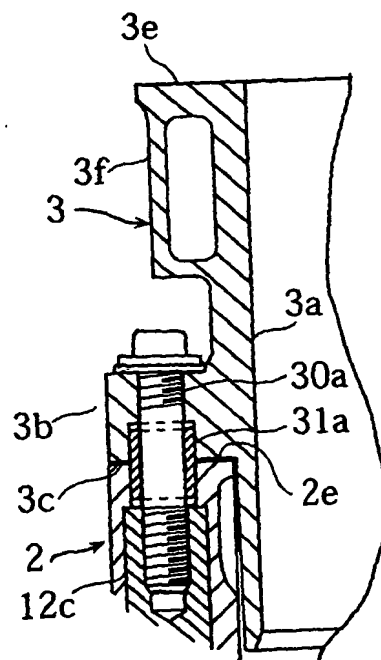
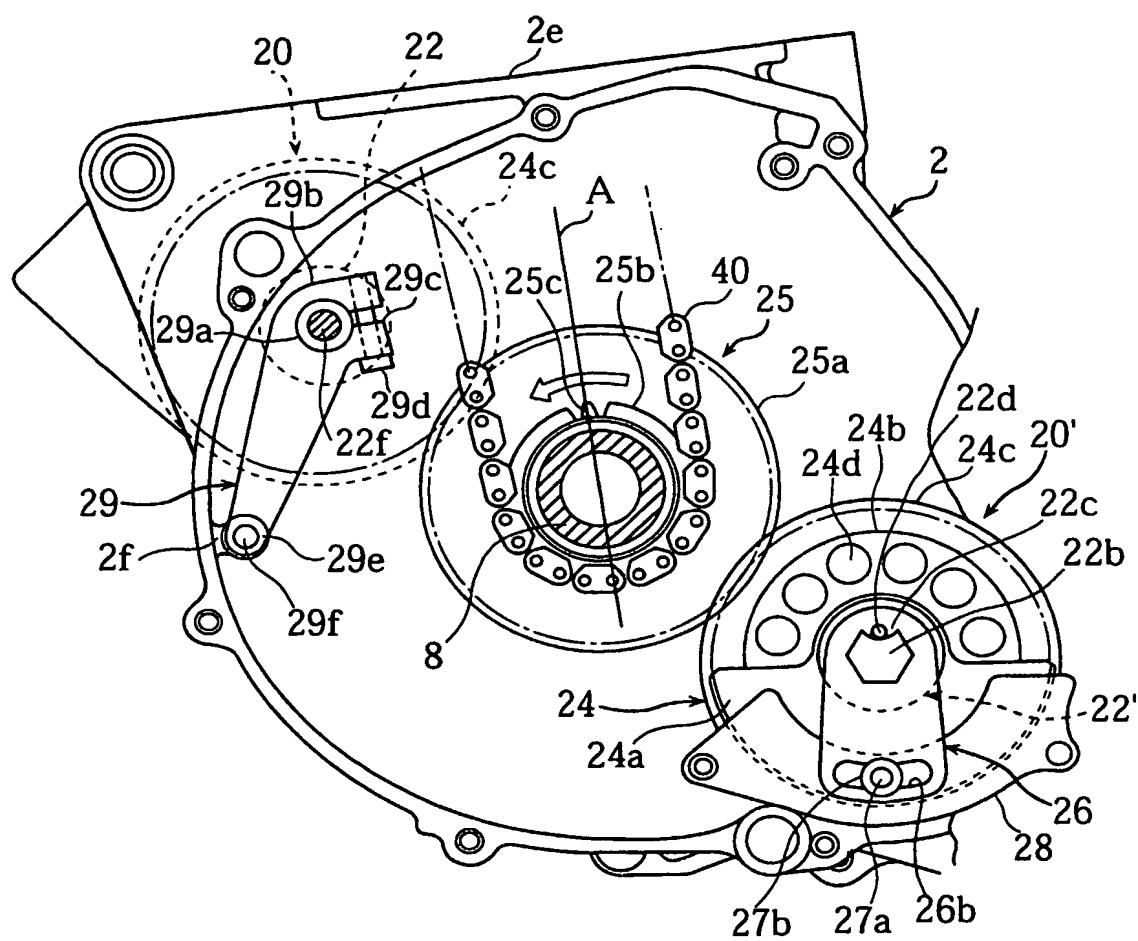


図 11



左側面視

図 12

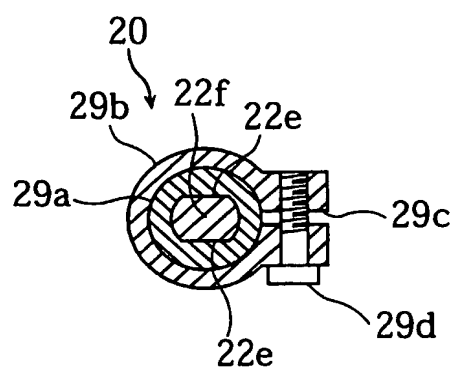


図 13

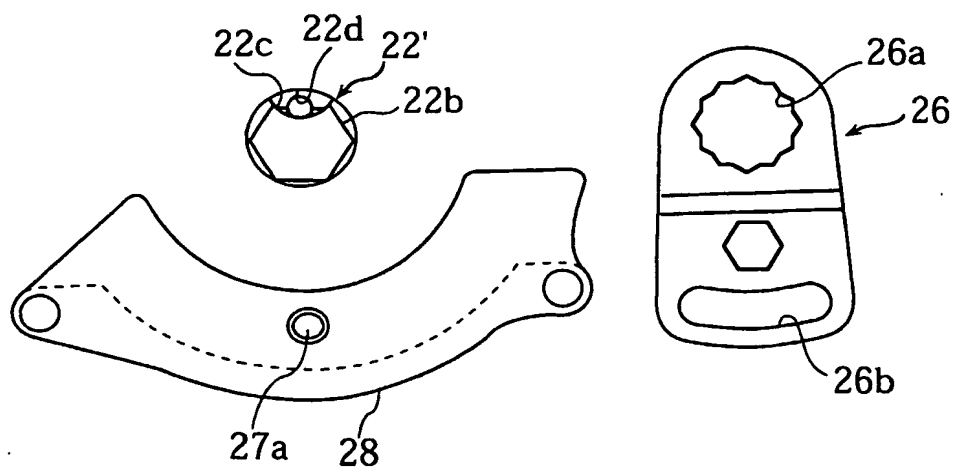
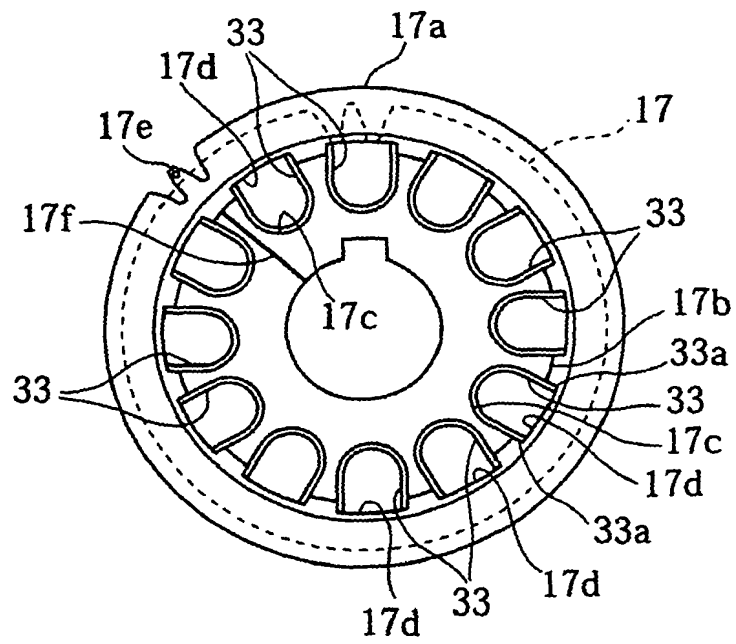


図14



左側面視

15 / 21

図15

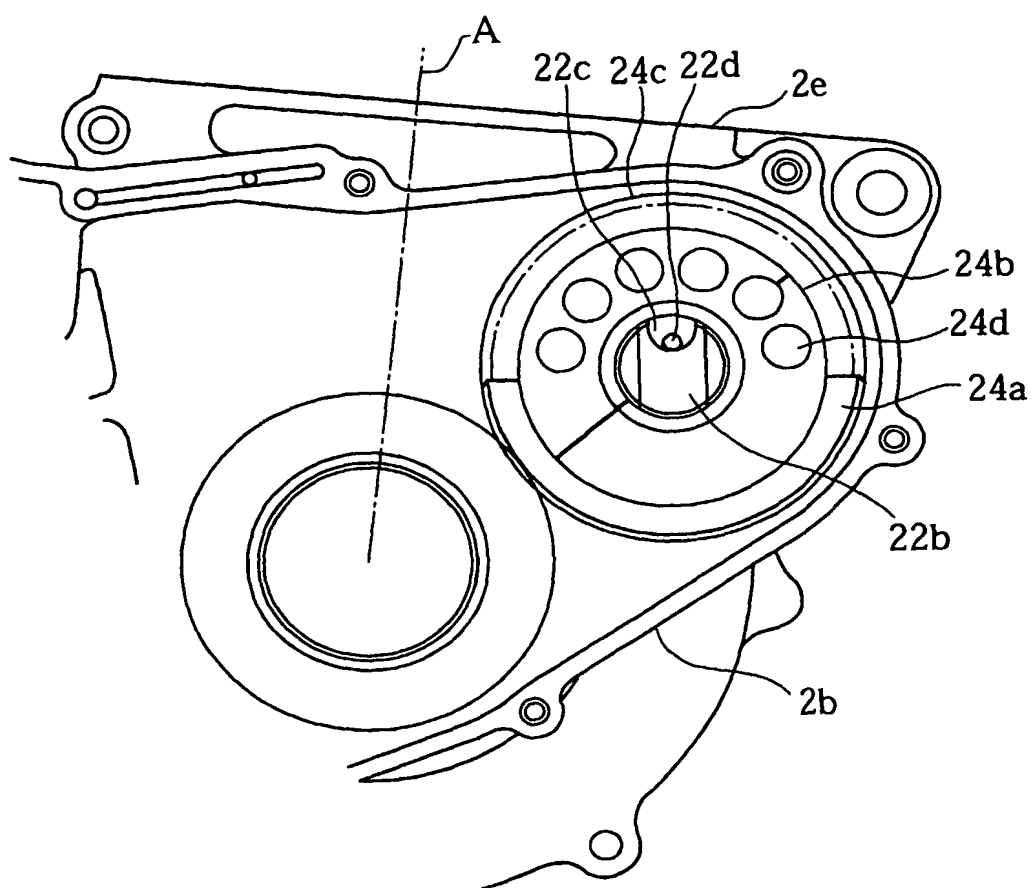
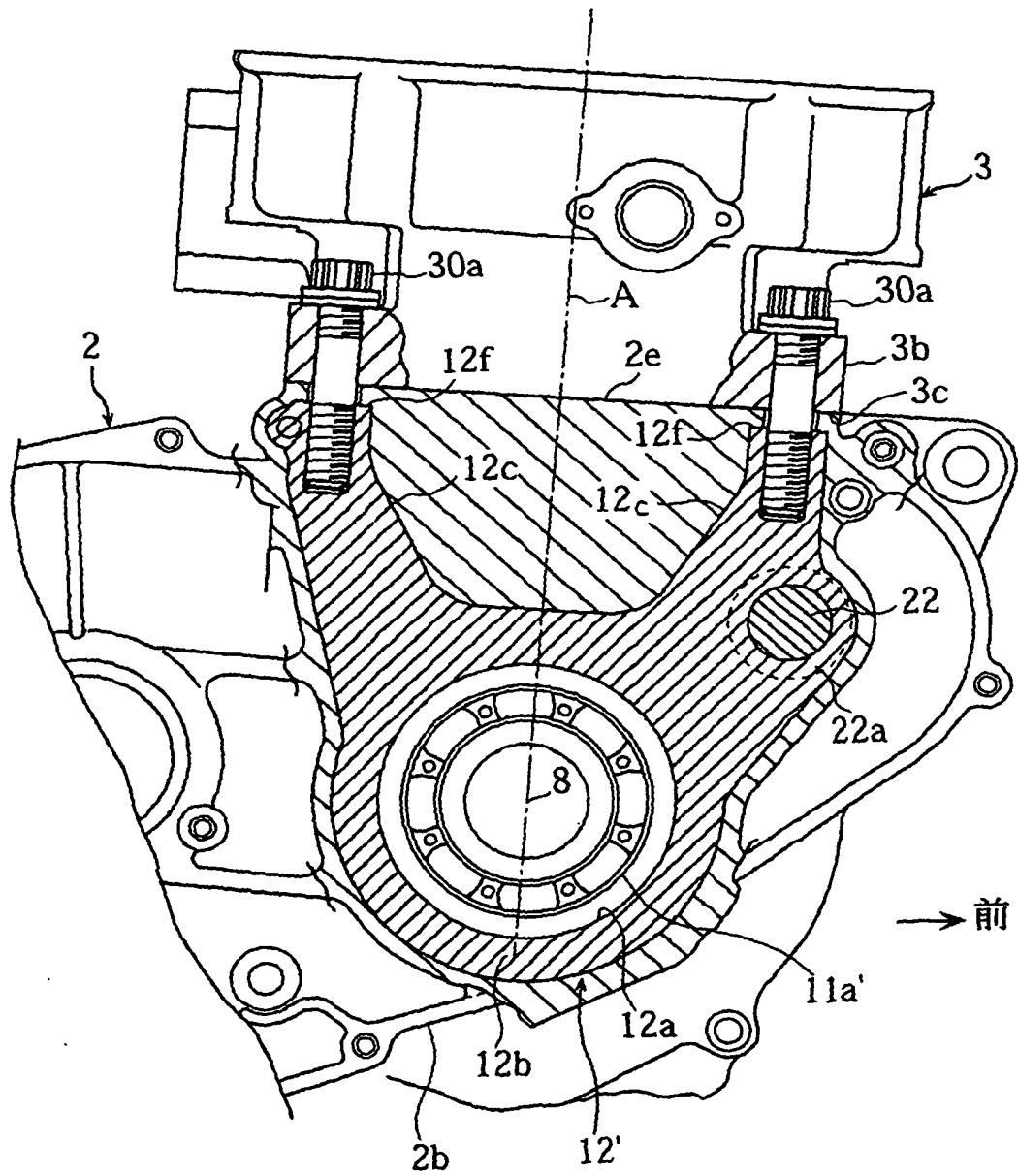
右側面視

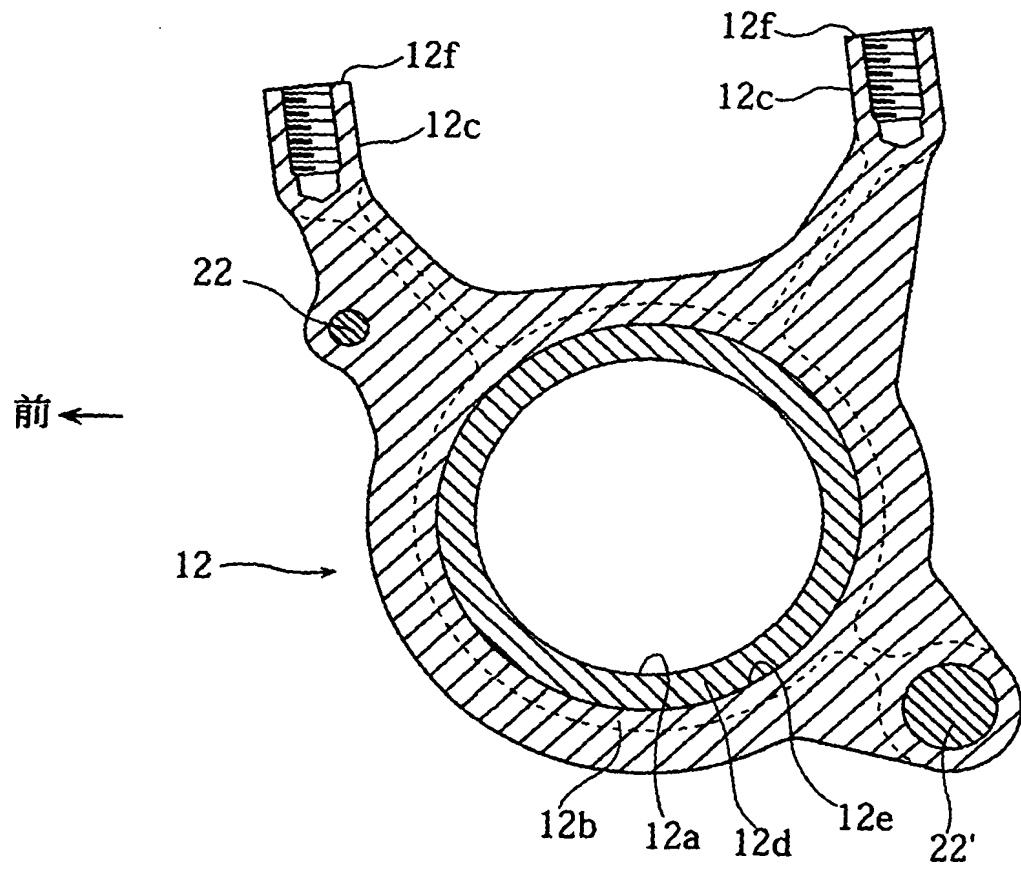
図16

右側面視



17 / 21

図17



左側面視

図 18

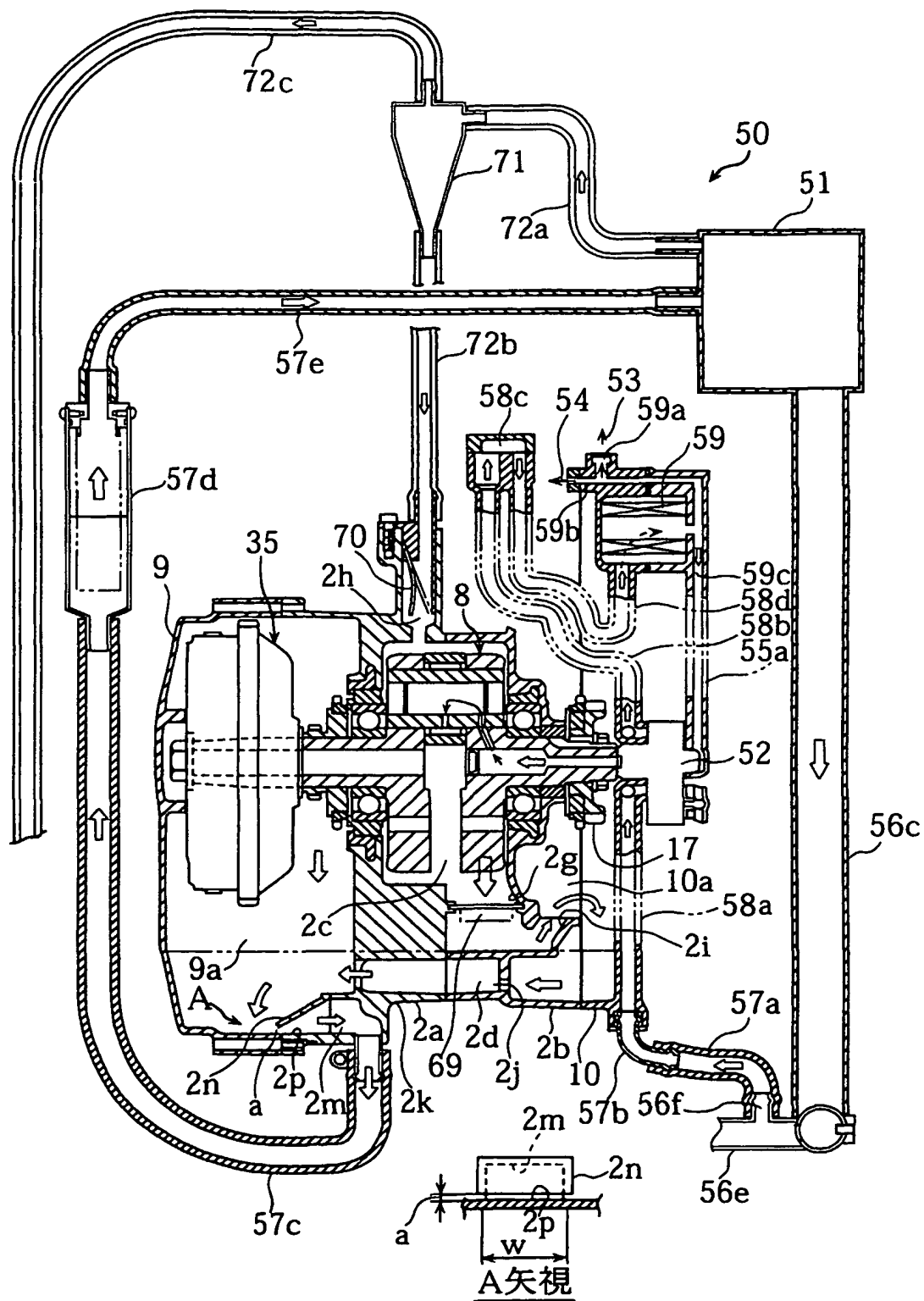


図19

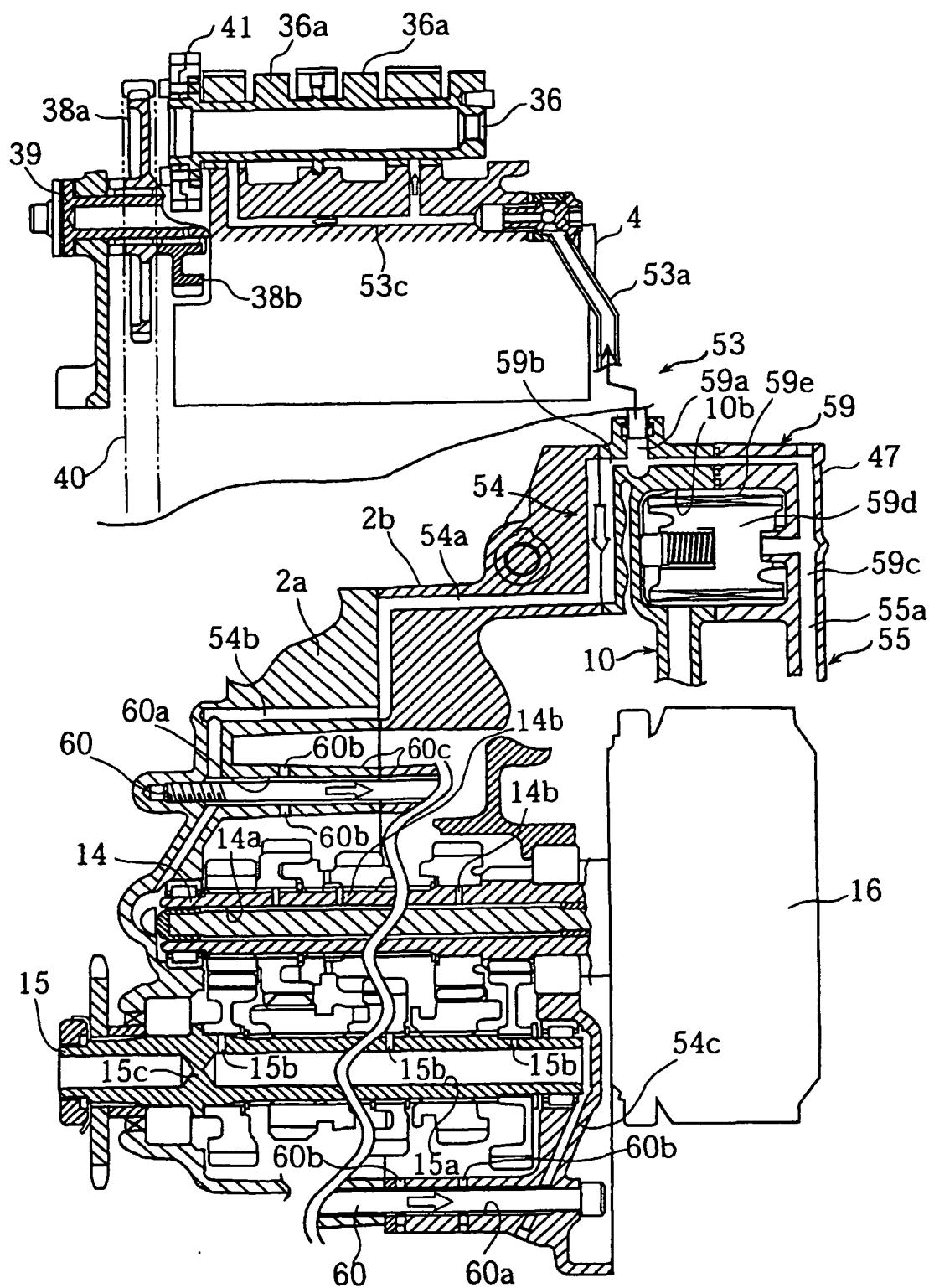
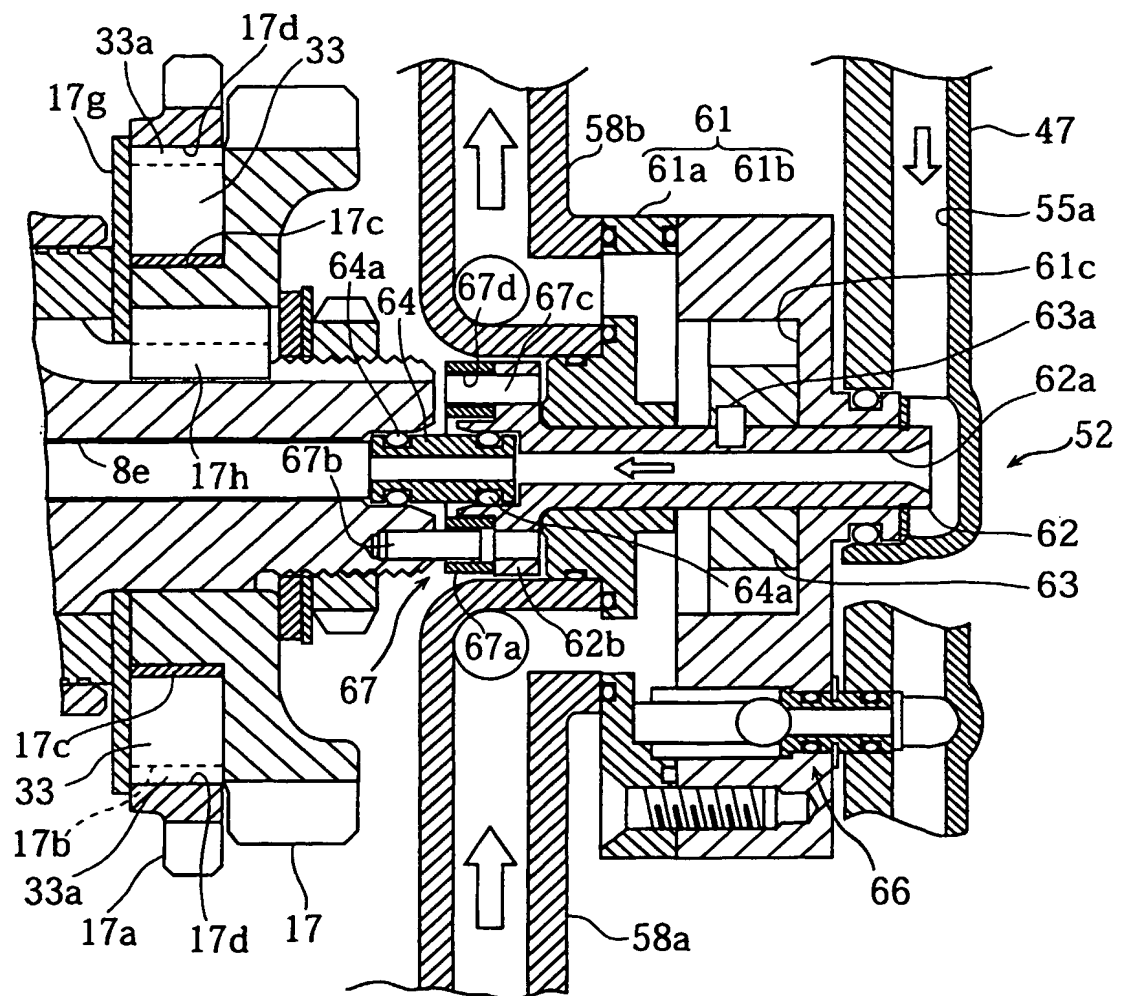
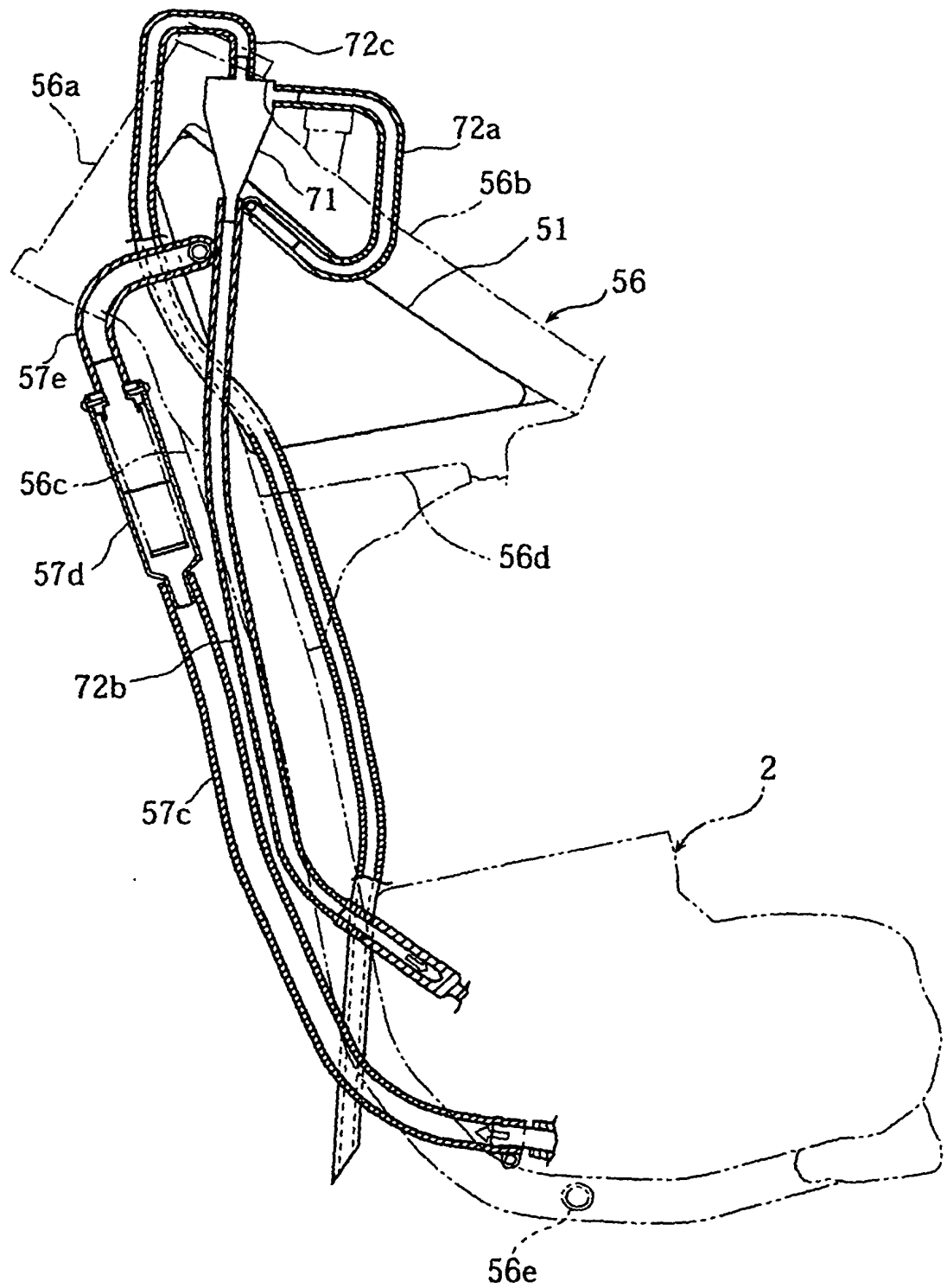


図20



21 / 21

図21



# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.  
PCT/JP03/01605

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER  
Int.Cl.<sup>7</sup> F02F1/00, F02F7/00, F16F15/26

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)  
Int.Cl.<sup>7</sup> F02F1/00, F02F7/00, F16F15/26

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched  
Jitsuyo Shinan Koho 1926-1996 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2003  
Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2003 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2003

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 73550/1989 (Laid-open No. 13449/1991) (Honda Motor Co., Ltd.), 12 February, 1991 (12.02.91), Figs. 1, 2 (Family: none)	1-5, 7
Y		4
A		6
Y	US 4465029 A1 (Yamaha Hatsudoki Kabushiki Kaisha), 14 August, 1982 (14.08.82), Figs. 1 to 4 & JP 57-193745 A	4

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"E" earlier document but published on or after the international filing date	"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)	"&" document member of the same patent family
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means	
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	

Date of the actual completion of the international search  
20 May, 2003 (20.05.03)

Date of mailing of the international search report  
03 June, 2003 (03.06.03),

Name and mailing address of the ISA/  
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

## A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl. F02F1/00, F02F7/00, F16F15/26

## B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl. F02F1/00, F02F7/00, F16F15/26

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1926-1996年

日本国公開実用新案公報 1971-2003年

日本国登録実用新案公報 1994-2003年

日本国実用新案登録公報 1996-2003年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

## C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
X Y A	日本国実用新案登録出願 1-73550 号 (日本国実用新案登録出願公開 3-13449 号) の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマイクロフィルム (本田技研工業株式会社), 1991.02.12, 第1, 2図 (ファミリーなし)	1-5, 7 4 6

☒ C欄の続きにも文献が列举されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

## \* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)

「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&amp;」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

20.05.03

国際調査報告の発送日

03.06.03

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)

郵便番号 100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

八板 直人

3G

3111

電話番号 03-3581-1101 内線 3355

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y	US 4465029 A1 (Yamaha Hatudoki Kabushiki Kaisha), 1982. 08. 14, Fig. 1-4 & JP 57-193745 A	4